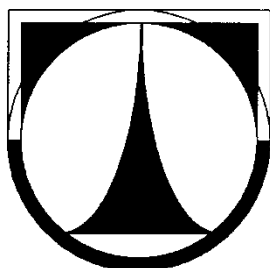


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



EXPERIMENTÁLNÍ HYDRAULICKÉ STANOVIŠTĚ

EXPERIMENTAL HYDRAULIC STAND

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Jan Řípa

Leden 2010

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Studijní program
M2301 Strojní inženýrství

Obor
2302T010
Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření
Kolové dopravní a manipulační stroje

EXPERIMENTÁLNÍ HYDRAULICKÉ STANOVIŠTĚ

EXPERIMENTAL HYDRAULIC STAND

Diplomová práce

KVM – DP – 597

Jan Řípa

Vedoucí diplomové práce:	Ing. Voženílek Robert
Konzultant diplomové práce:	Doc. Ing. Malý Miroslav, CSc.

Počet stran:	66
Počet obrázků:	52
Počet příloh:	2
Počet výkresů:	5

Leden 2010

MÍSTO PRO VLOŽENÍ ZADÁNÍ

Téma

EXPERIMENTÁLNÍ HYDRAULICKÉ STANOVIŠTĚ

Anotace

Obsahem diplomové práce je návrh experimentálního hydraulického stanoviště. Stanoviště je konstruováno s ohledem na co nejnižší výrobní náklady při zachování dostatečné tuhosti a s použitím hydraulických prvků užívaných na Katedře vozidel a motorů TUL. Návrh bude použit k realizaci stanoviště laboratořemi katedry. Stanoviště bude následně využíváno při výuce jako názorná pomůcka studentům pro lepší porozumění fungování hydraulických obvodů.

Klíčová slova: experimentální, zkušební, hydraulické, stanoviště, stav

Title

EXPERIMENTAL HYDRAULIC STAND

Annotation

The subject of this diploma thesis is to design experimental hydraulic stand. This stand is designed with regard to low production costs with keeping enough stiffness and with using hydraulic components used by Department of Vehicles and Engines at Technical University in Liberec. Design will serve for execution of this project by department laboratories. Stand will be used as visual aid in hydraulic circuit education.

Key words: experimental, test, hydraulic, stand, bench

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Mladé Boleslavi dne 1. 1. 2010

.....

Jan Řípa

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Robertu Voženílkovi za pomoc při řešení této práce, za cenné rady a připomínky a za čas, který mi věnoval. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu po celou dobu mého studia.

OBSAH

I.	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	9
1.	ÚVOD	12
2.	STANOVIŠTĚ POUŽÍVANÁ PŘI VÝUCE HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ	13
2.1	Stanoviště firmy FESTO	13
2.2	Experimentální stanoviště VŠB-TU Ostrava	16
2.3	Experimentální stanoviště pro zkoušení systému Steer by Wire, TU Liberec	18
3.	NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO STANOVIŠTĚ	20
3.1	Přehled použitých hydraulických prvků	20
3.1.1	Hydraulický agregát	20
3.1.2	Ventilový blok	21
3.1.3	Přímočaré hydromotory	22
3.1.4	Chladič oleje	23
3.2	Navržený hydraulický obvod	23
3.2.1	Hydraulický obvod - varianta A.....	24
3.2.2	Hydraulický obvod - varianta B.....	25
3.3	Dynamický simulační model stanoviště	26
3.3.1	Matematický model přímočarého hydromotoru	26
3.3.2	Matematický model proporcionálního rozváděče	27
3.3.3	Simulační model v programu MATLAB - Simulink	28
3.4	Konstrukční řešení experimentálního stanoviště	40
3.4.1	Popis výsledného návrhu experimentálního stanoviště	40
3.4.2	Volba pojezdu pod posuvný stůl	44
3.4.3	Volba stavitelných noh pod vnější rám	45
3.4.4	Volba ložiskových domků SKF	46
3.4.5	Pevnostní kontrola čepu	46
3.4.6	Pevnostní kontrola šroubových spojů.....	48
3.4.7	Pevnostní kontrola rámu stanoviště.....	56
3.5	Provoz stanoviště	60

4.	ZÁVĚR.....	62
5.	POUŽITÉ ZDROJE INFORMACÍ	64
II.	SEZNAM PŘÍLOH.....	65
III.	SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE.....	66

I. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Název	Jednotka
C_0	Statická únosnost ložiska	N
C_a, C_b	Hydraulické kapacity pracovních prostorů	$N \cdot m^{-5}$
C_{ep}	Součinitel vnější svodové propustnosti	$\frac{m^5}{N \cdot s}$
C_{ip}	Součinitel vnitřní svodové propustnosti	$\frac{m^5}{N \cdot s}$
E_1, E_2	Modul pružnosti šroubu a spojovaného materiálu	MPa
E_h	Modul pružnosti hliníku	MPa
E_o	Modul pružnosti oceli	MPa
F_0	Předepínací síla	N
F_a	Maximální axiální síla působící na šroubový spoj	N
F_{max}	Maximální pracovní síla	N
F_t	Maximální tečná síla působící na šroubový spoj	N
G_{r1}	Radiální zatížení jednoho ložiskového domku	N
K_{sv}	Zesílení servoventilu	-
M_u	Utahovací moment	Nm
Q_{AT}	Průtok přes škrťací hranu AT ventilu	$\frac{m^3}{s}$
Q_{BT}	Průtok přes škrťací hranu BT ventilu	$\frac{m^3}{s}$
Q_{SA}	Průtok přes škrťací hranu SA ventilu	$\frac{m^3}{s}$
Q_{SB}	Průtok přes škrťací hranu SB ventilu	$\frac{m^3}{s}$
Q_a, Q_b	Průtok do komory A a B	$\frac{m^3}{s}$
Q_j	Jmenovitý průtok	$\frac{m^3}{s}$
R_e	Mez kluzu v tahu	MPa

$R_{p\ 0,2}$	Smluvní mez kluzu v tahu	MPa
S_a, S_b	Činné plochy hydromotoru – komora A a B	m^2
T_1	Časová konstanta	s
V_{0a}, V_{0b}	Objem vstupního a výstupního potrubí	m^3
V_a, V_b	Objemy pracovních prostorů	m^3
d_{min}	Minimální průměr šroubu	mm
d_s	Střední průměr šroubu	mm
f_1	Součinitel tření v závitu	-
f_2	Součinitel tření v dosedací ploše	-
k_s	Koeficient bezpečnosti šroubového spoje	-
p_a, p_b	Tlak v komoře A a B hydromotoru	Pa
p_d	Dovolený tlak v závitu	MPa
p_s	Systémový tlak	Pa
p_t	Tlak v odpadní větvi	Pa
p_v	Tlak v závitu	MPa
s_0	Součinitel bezpečnosti valivého ložiska	-
x_v	Poloha šoupátka servoventilu	m
y_{max}	Maximální vysunutí pístní tyče	m
ρ_h	Hustota hliníku	$\frac{kg}{m^3}$
ρ_o	Hustota oceli	$\frac{kg}{m^3}$
σ_{max}	Napětí od maximální síly	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
σ_t	Napětí v tahu	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
B	Průtokový součinitel přes hranu ventilu	-
F	Vnější síla na pístní tyč hydromotoru	N

K	Modul objemové pružnosti	$N \cdot m^{-2}$
L	Celková šířka šroubového spoje	mm
b	Tlumení	$\frac{N \cdot s}{m}$
d	Průměr závitu	mm
f	Vlastní frekvence rozváděče	Hz
f	Součinitel tření mezi spojovanými plochami	-
m	Redukovaná hmotnost na pístní tyč	kg
n	Činitel zavedení pracovní síly	-
p	Stoupání závitu	mm
u	Napěťový signál	-
v	Rychlost vysouvání pístní tyče	$\frac{m}{s}$
y	Poloha pístní tyče	m
z	Počet šroubů	-
Δp_{AT}	Tlakový spád na hraně AT ventilu	Pa
Δp_{BT}	Tlakový spád na hraně BT ventilu	Pa
Δp_{SA}	Tlakový spád na hraně SA ventilu	Pa
Δp_{SB}	Tlakový spád na hraně SB ventilu	Pa
ε	Bezpečnost proti odlehnutí	-
ξ	Součinitel poměrného tlumení	-

Zkratka	Význam
PC	Osobní počítač
Steer by Wire	Řízení bez pevné vazby mezi volantem a koly
KVM	Katedra vozidel a motorů
TUL	Technická univerzita v Liberci
VŠB – TUO	Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
FS	Fakulta strojní

1. ÚVOD

Názornost ve výuce a laboratorní experimenty jsou nezbytnými aspekty výuky technických předmětů, pomáhající studentům hlouběji proniknout do řešené problematiky. K tomuto účelu velmi dobře slouží různá zkušební stanoviště.

Cílem této práce je navrhnout experimentální hydraulické stanoviště, které bude používáno jako názorná pomůcka při výuce hydraulických systémů v laboratořích Katedry vozidel a motorů. Základem pro konstrukci stanoviště bude dynamický model hydraulického obvodu, simulující chování navrhovaného systému. Pro stavbu rámu stanoviště bude použit systém hliníkových profilů, který zjednoduší jeho realizaci. Stanoviště bude vybaveno hydraulickými prvky k tomuto účelu poskytnutými katedrou. Součástí práce bude pevnostní kontrola celého stanoviště metodou konečných prvků, která by měla prokázat dostatečnou tuhost zkušebního stavu a tím potvrdit správnost celé konstrukce.

2. STANOVIŠTĚ POUŽÍVANÁ PŘI VÝUCE HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

Stanoviště používaná při výuce hydraulických mechanismů se dají rozdělit do dvou hlavních skupin. V první skupině se nacházejí komerční řešení, používaná většinou firmami ke školení svých zaměstnanců, ve druhé skupině pak individuálně řešená stanoviště užívaná k výuce a k provádění různých experimentů na půdě univerzit. Pro lepší názornost byl zpracován následující stručný přehled zástupců jednotlivých skupin experimentálních stanovišť.

2.1 Stanoviště firmy FESTO

První zástupce spadá do komerčně řešených experimentálních stanovišť, konkrétně se jedná o stanoviště vyráběná firmou FESTO. Tato společnost, známá především jako výrobce pneumatických a elektronických automatizačních technologií, se mimo jiné také zabývá odborným vzděláváním a výukovými systémy. Zákazník má možnost vybrat si z několika nabízených univerzálních stanovišť nebo si ze široké nabídky prvků sestavit vyhovující stanoviště sám. Výhodou těchto řešení je, že všechny součásti stanoviště pocházejí od jednoho výrobce, čímž je zaručena jejich plná kompatibilita, dále pak velká univerzálnost takto řešených stanovišť a kvalitní zpracování. Nevýhodou je vyšší cena oproti individuálně řešeným stanovištím.

Firma FESTO nabízí dva základní druhy stanovišť. Stacionární (obr. 2.1) a mobilní (obr. 2.2). Tato stanoviště lze dále modifikovat a osadit sadami prvků podle požadavků zákazníka. Kdyby však zákazníkovi standardně nabízená stanoviště nevyhovovala, má možnost si přímo na internetových stránkách výrobce, přesně podle svých požadavků, sestavit stanoviště vlastní.

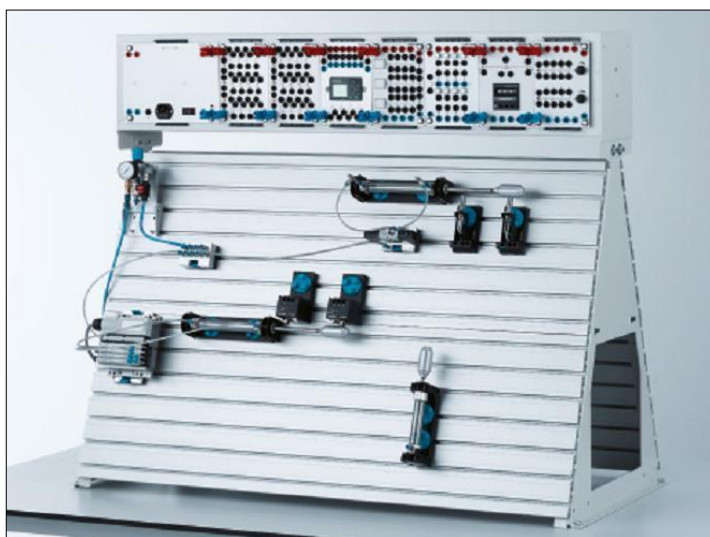


Obr. 2.1 Stacionární stanoviště FESTO [8]

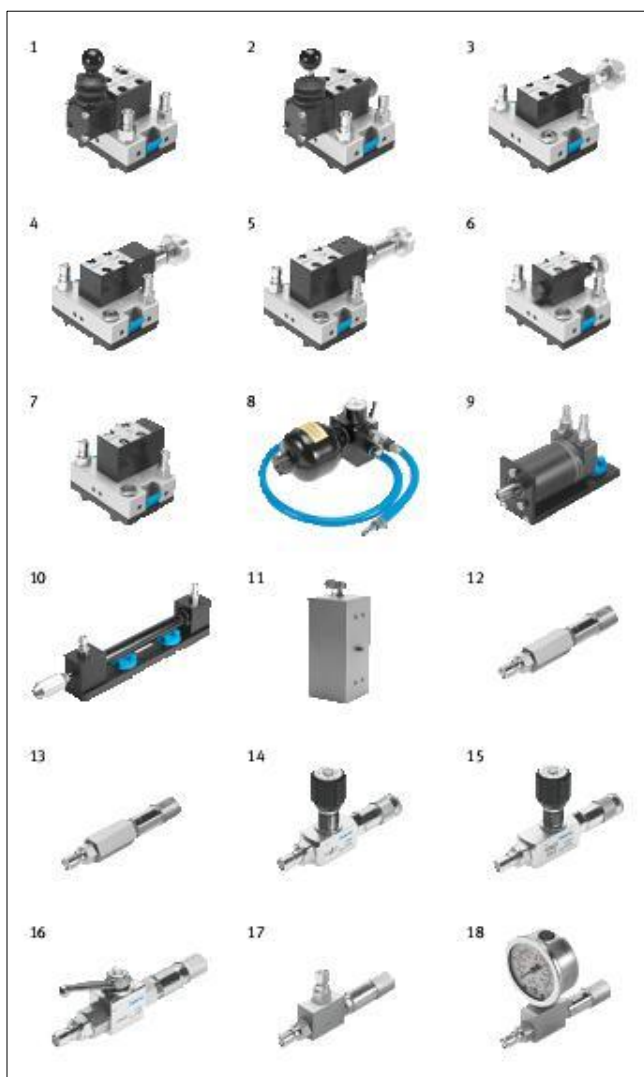


Obr. 2.2 Mobilní stanoviště FESTO [8]

Pokud si však zákazník nechce zvolit stacionární stanoviště nebo mobilní stanoviště, ať už z prostorových, cenových či jiných důvodů, nabízí firma FESTO ještě nízkonákladovou variantu. Jedná se o stanoviště, které se umísťuje na již existující pracovní stůl. K dispozici jsou celkem tři varianty, pro hydrauliku je však vyhovující pouze jedna (obr. 2.3). Rovněž toto stanoviště je možné modifikovat množstvím dílů nabízených jako příslušenství. Kompletní přehled stanovišť, včetně nabízeného příslušenství, je uveden v katalogu firmy FESTO [8].



Obr. 2.3 Nízkonákladové stanoviště FESTO [8]



Obr. 2.4 Základní sada komponentů FESTO [8]

1) čtyřcestný dvoupolohový rozváděč ovládaný ručně, 2) čtyřcestný třípolohový rozváděč ovládaný ručně s recirkulací ve středové poloze, 3) odlehčovací ventil, 4) odlehčovací ventil řízený, 5) třicestný redukční ventil, 6) dvoucestný škrťací ventil, 7) jednosměrně propustný ventil řízený, 8) membránový akumulátor s odpojovačem, 9) rotační hydromotor, 10) dvojčinný přímočarý hydromotor, 11) závaží, 12) jednosměrný ventil 0,1 MPa, 13) jednosměrný ventil 0,5 MPa, 14) škrťací ventil, 15) jednosměrný škrťací ventil, 16) uzavírací ventil, 17) „T“ rozbočka, 18) tlakoměr

Sady komponentů jsou nabízeny v několika úrovních. Základní, čistě hydraulická varianta, obsahuje všechny prvky potřebné k sestavení jednoduchých hydraulických obvodů. Prvky se umísťují na upínací desku, která je součástí všech stanovišť firmy FESTO. Veškeré prvky, dodávané v této úrovni, jsou ovládány ručně. Obsah základní hydraulické sady je zobrazen na obr. 2.4. Tato sada by měla mimo jiné poskytnout studentovi přehled o základních prvcích hydraulického obvodu a jejich funkcích, umožnit měřit tlak, průtok a čas a sestavit a následně zakreslit základní hydraulické obvody. K základní sadě, jakožto ke všem ostatním, je také možné zakoupit učebnici, která obsahuje praktická cvičení realizovatelná právě pomocí této sady prvků.

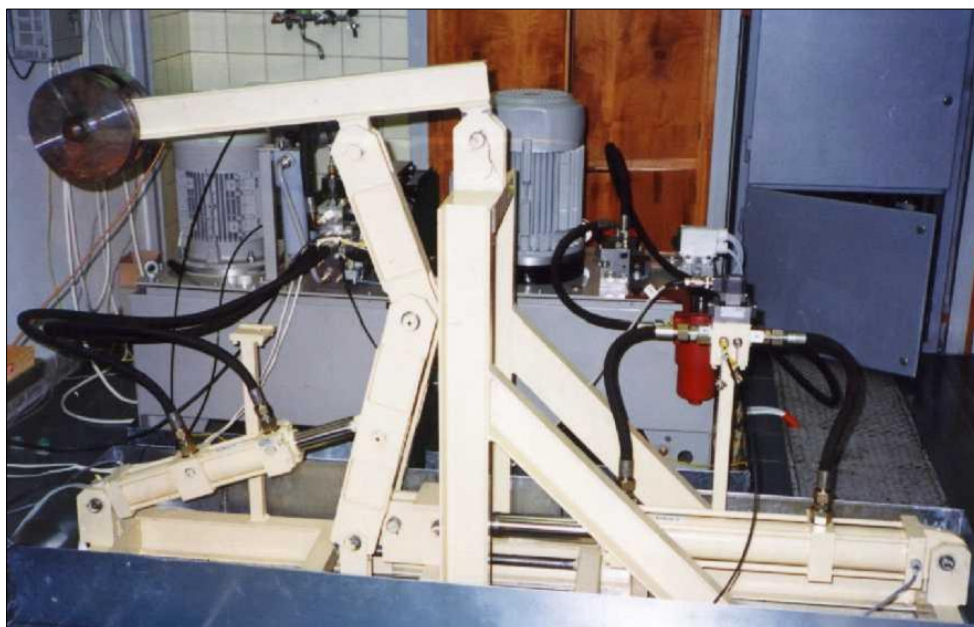
Nejvyšší sada je elektrohydraulická varianta, ve které již jsou všechny komponenty ovládány elektromagnety a díky tomu je možné chování sestavených obvodů sledovat a řídit prostřednictvím výpočetní techniky. Za pomoci této sady má student možnost osvojit si základy zpracovávání naměřených analogových dat, interpretovat výsledky měření, porozumět zjištěným charakteristikám, zjistit vliv jednotlivých komponent na chování hydraulického systému a naučit se zacházet se snímači.

Jednotlivé sady komponentů lze nadále rozšířit takzvanými doplňkovými sadami, které umožní studentovi vytvářet složitější a komplexnější hydraulické obvody. Kompletní přehled jednotlivých sad, příslušenství a jejich podrobný popis je v katalogu firmy FESTO [8].

2.2 Experimentální stanoviště VŠB-TU Ostrava

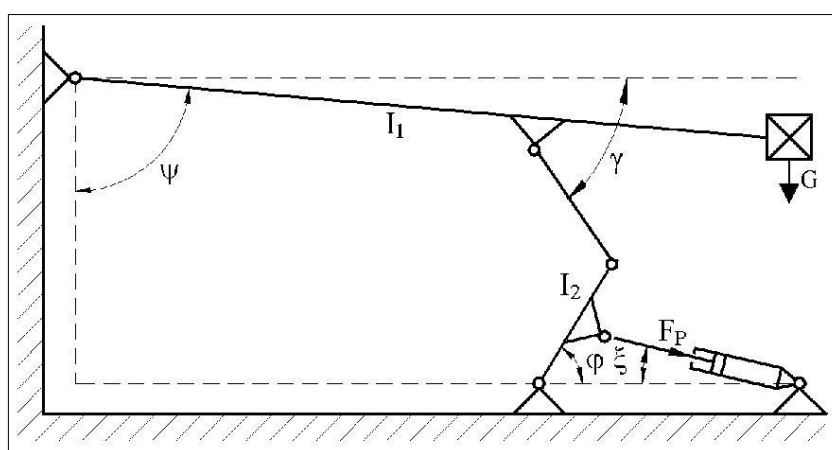
Jako zástupce individuálně řešených stanovišť byl vybrán zkušební stav elektrohydraulických pohonů, umístěný na Katedře automatizační techniky a řízení, FS VŠB-TU v Ostravě, kde je využíván k ověřování navrhovaných algoritmů řízení a metod experimentální identifikace a matematicko-fyzikálního modelování.

Zkušební stav (obr. 2.5) je tvořen dvěma nezávislými servopohony, každý se samostatným hydraulickým agregátem. První hydraulický agregát je vybaven hydrogenerátorem s regulací na konstantní tlak, druhý pak konstantním hydrogenerátorem poháněným frekvenčním měničem řízeným asynchronním elektromotorem. Celý zkušební stav je propojen s PC, konkrétně s programem MATLAB – Simulink. Pomocí tohoto programu je možné řídit akční členy stanoviště a provádět měření stavových proměnných pohonů.



Obr. 2.5 Zkušební stav VŠB-TU Ostrava [10]

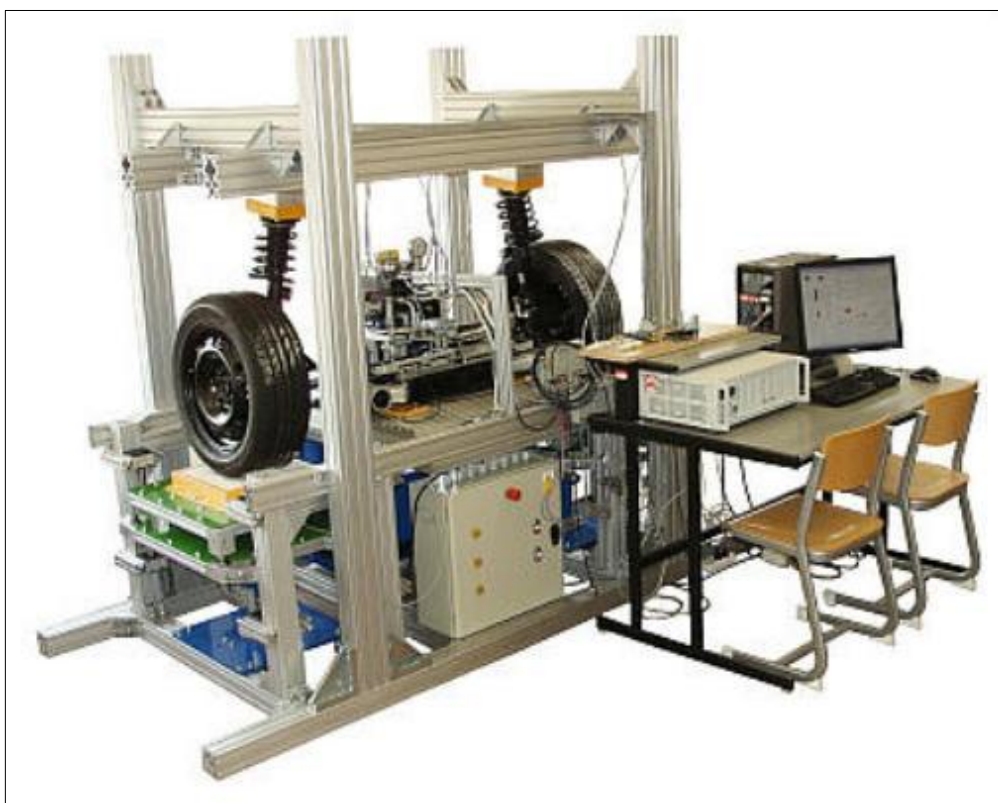
Kinematické schéma zkušebního stavu je zobrazeno na obr. 2.6. Tento zátěžový mechanismus zkušebního pohonu umožňuje proměnné zatížení v průběhu zdvihu přímočarého hydromotoru a změnu směru působící zatěžující síly.



Obr. 2.6 Schéma zátěžového mechanismu stanoviště VŠB-TU Ostrava [10]

2.3 Experimentální stanoviště pro zkoušení systému Steer by Wire, TU Liberec

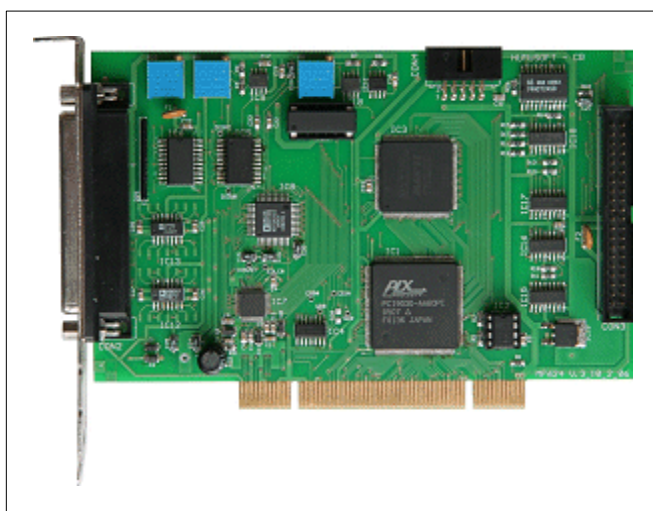
Dalším zástupcem individuálně řešených experimentálních stanovišť je stanoviště pro zkoušení systémů Steer by Wire umístěné v laboratořích Katedry vozidel a motorů TUL (obr. 2.7).



Obr. 2.7 Zkušební stanoviště systému Steer by Wire, TU v Liberci [12]

Konstrukce tohoto zařízení je navržena z hliníkových profilů. Toto řešení umožňuje poměrně rychlé přizpůsobení experimentálního stanoviště v případě provádění měření s jinou než právě instalovanou nápravou nebo pneumatikou. Na stanovišti se simulují reálné podmínky při zatěžování nápravy a pneumatiky a to pomocí hydraulicky posuvné podložky pod pneumatikou. Tato podložka je výměnná, čímž je umožněno simulovat různé typy povrchů s rozdílným součinitelem adheze.

Stanoviště je vybaveno hydrogenerátorem a ventilovým blokem dodaným firmou CHVALIS a dvojicí přímočarých hydromotorů od firmy Parker. Celý hydraulický obvod je chlazen chladičem OILTECH. Aby bylo možné provádět na zkušebním stavu experimenty, je propojen s PC. Toto propojení umožňuje řízení a sběr dat na pracovišti. Pro řízení akčních členů hydraulického obvodu je používán program MATLAB Simulink, který se stanovištěm komunikuje prostřednictvím Real Time Toolboxu a měřicí karty MF624 od firmy HUMUSOFT.



Obr. 2.8 Měřicí karta MF624 [12]

3. NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍHO STANOVIŠTĚ

Pro zvolenou koncepci experimentálního stanoviště je rozhodující, jaké hydraulické prvky jsou pro zamýšlený zkušební stav k dispozici na Katedře vozidel a motorů. Prvky jsou použity z již existujícího stanoviště pro zkoušení systému Steer by Wire (podrobnější informace viz kapitola 2.3).

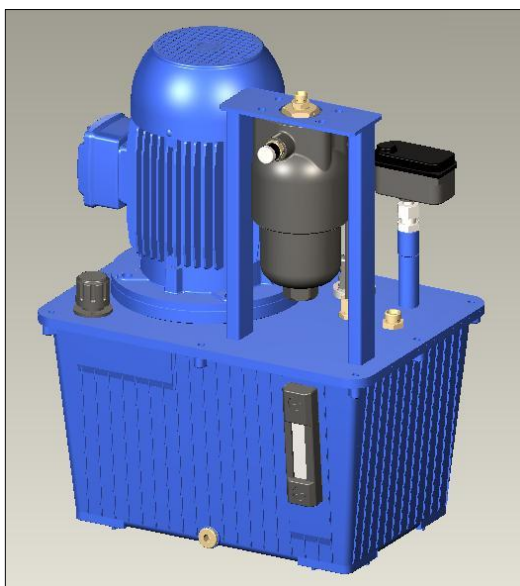
3.1 Přehled použitých hydraulických prvků

3.1.1 Hydraulický agregát

Kompletní hydraulický agregát (obr. 3.1) byl dodán firmou CHVALIS. Výrobcem udávané hodnoty průtoku jsou 8 l/min a tlaku 13 MPa. Objem nádrže na hydraulickou kapalinu činí 20 litrů.

Soupis prvků hydraulického agregátu:

- a. Elektromotor (2,2 kW, 220 V, 1430 1/min)
- b. Držák čerpadla
- c. Pružná spojka
- d. Čerpadlo s vnitřním ozubením
- e. Nádrž
- f. Nálevné hrdlo s odvzdušněním
- g. Ukazatel hladiny oleje
- h. Vypouštěcí zátka
- i. Hladinový spínač
- j. Termostat s jímkou
- k. Sací filtr
- l. Tlakový filtr
- m. Optický indikátor zanesení tlakového filtru

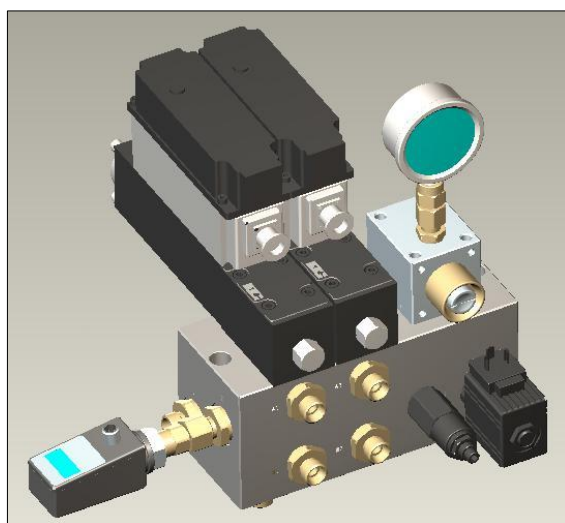


Obr. 3.1 Hydraulický agregát

Prostorový pohled na sestavu hydraulického agregátu včetně popisu všech součástí je uveden v příloze P1.

3.1.2 Ventilový blok

Ventilový blok (obr. 3.2) byl rovněž dodán firmou CHVALIS. Řídícími ventily jsou čtyřcestné třípolohové proporcionální ventily Parker s nulovým překrytím hran s průtokem $3 \text{ dm}^3/\text{min}$ při tlakovém spádu 3,5 MPa.



Obr. 3.2 Ventilový blok

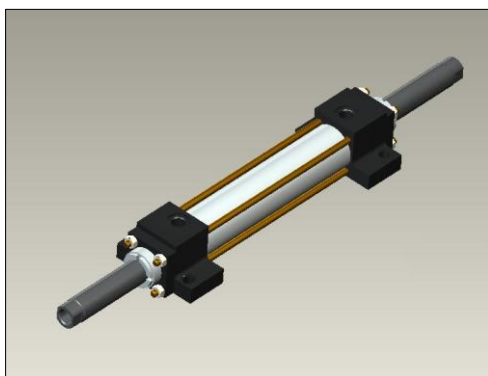
Soupis prvků ventilového bloku:

- a. Řídící ventil (2×)
- b. Pojistný ventil
- c. Odlehčovací ventil
- d. Zpětný ventil
- e. Digitální tlakový snímač
- f. Tlakový filtr
- g. Optický indikátor zanesení
- h. Tlakoměr
- i. Odpojovač tlakoměru
- j. Připojovací deska

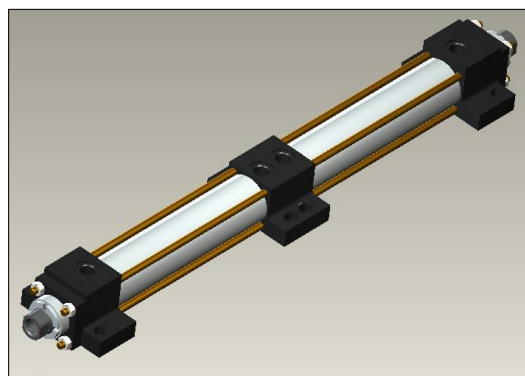
Prostorový pohled na sestavu ventilového bloku včetně popisu všech součástí je umístěn v *příloze P2*.

3.1.3 Přímočaré hydromotory

K dispozici jsou dva typy hydraulických válců. Oba jsou vyrobené firmou Parker, konkrétně se jedná o přímočaré dvojčinné hydromotory řady HMI a průměrem pístu 32 mm a pístnice 22 mm. Katedra disponuje jedním přímočarým hydromotorem s oboustrannou pístní tyčí se zdvihem 150 mm a dvěma hydromotory s jednostrannou pístní tyčí se zdvihem 140 mm. Oba hydromotory s jednostrannou pístnicí jsou pomocí propojovacích tyčí spojeny v jeden celek (hydromotory jsou znázorněny na obr. 3.3 a 3.4).



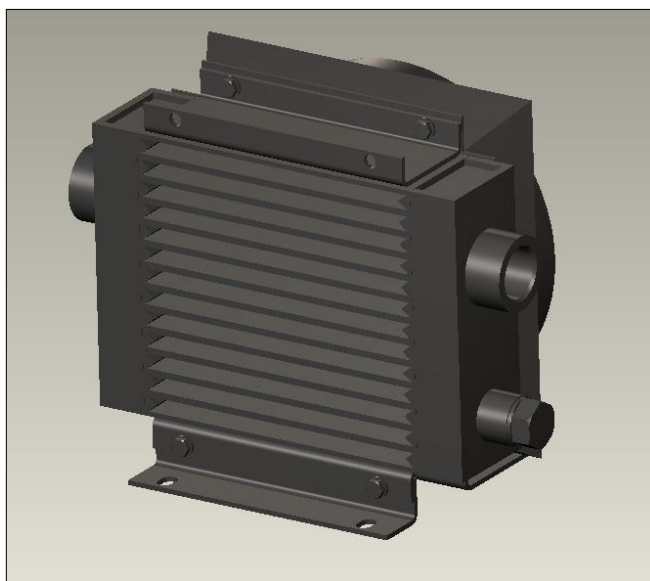
Obr. 3.3 Hydromotor s oboustrannou pístnicí



Obr 3.4 Hydromotory s jednostrannou pístnicí

3.1.4 Chladič oleje

Vzduchový chladič oleje (obr. 3.5) byl dodán firmou OLAER. Konkrétně se jedná o model LAC-003-02, který je vybaven střídavým elektromotorem pohánějící ventilátor. Jedná se o druhý nejmenší chladič z nabídky s vnějšími rozměry 210×223×112 mm (šířka×výška×hloubka).



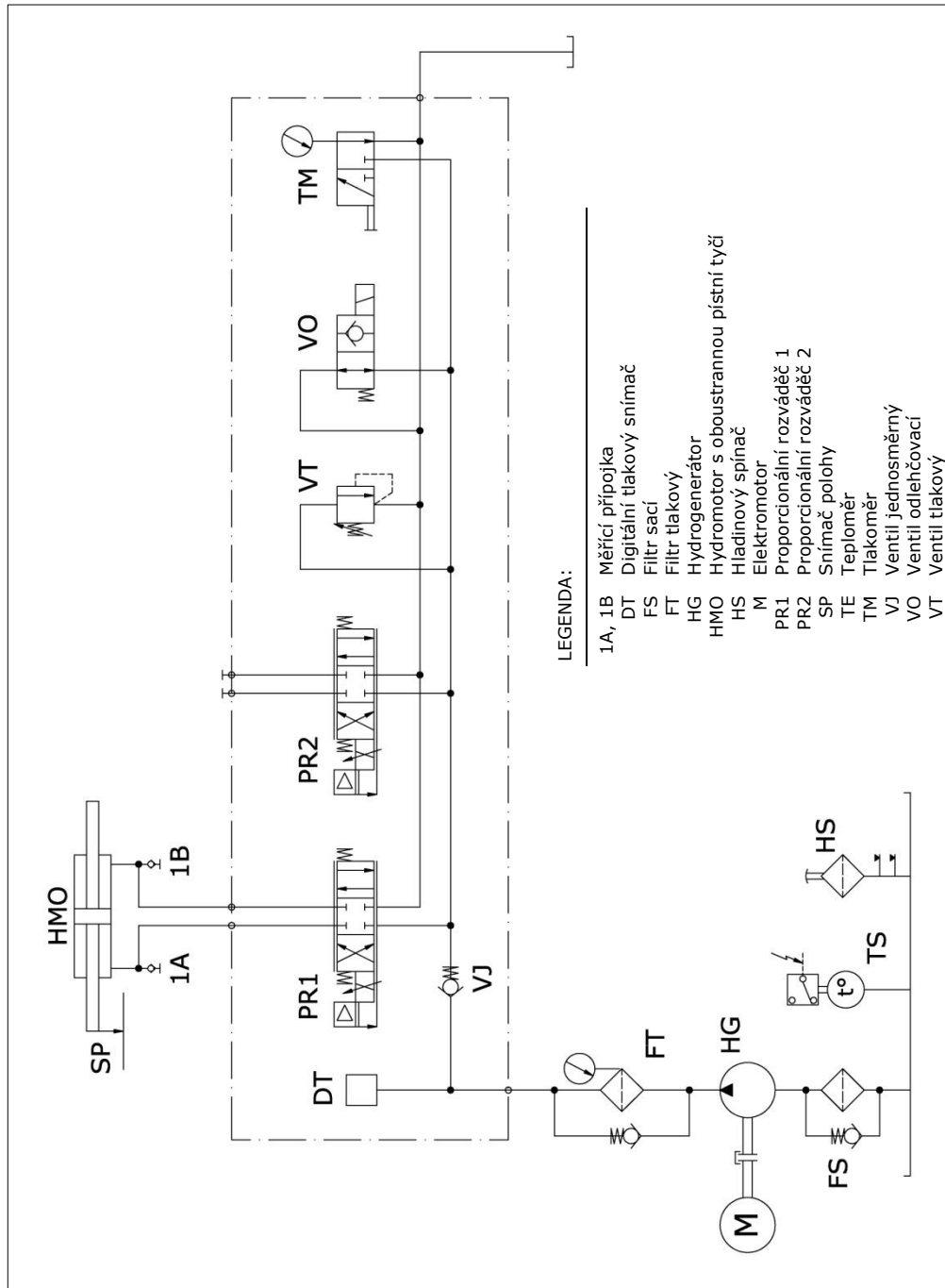
Obr. 3.5 Chladič oleje

3.2 Navržený hydraulický obvod

Vzhledem k dostupným prvkům bylo rozhodnuto o dvou variantách hydraulického obvodu. Varianta A s hydromotorem s oboustrannou pístnicí a varianta B s dvojicí hydromotorů s jednostrannou pístnicí posazených „zády proti sobě“. Obě varianty budou vykonávat stejnou činnost. Toto řešení je vhodné zejména proto, že je možné zkušební stav pro tyto varianty jednoduše modifikovat. Dále je možné, díky podobnosti obou variant, přímé srovnání měřených veličin.

3.2.1 Hydraulický obvod - varianta A

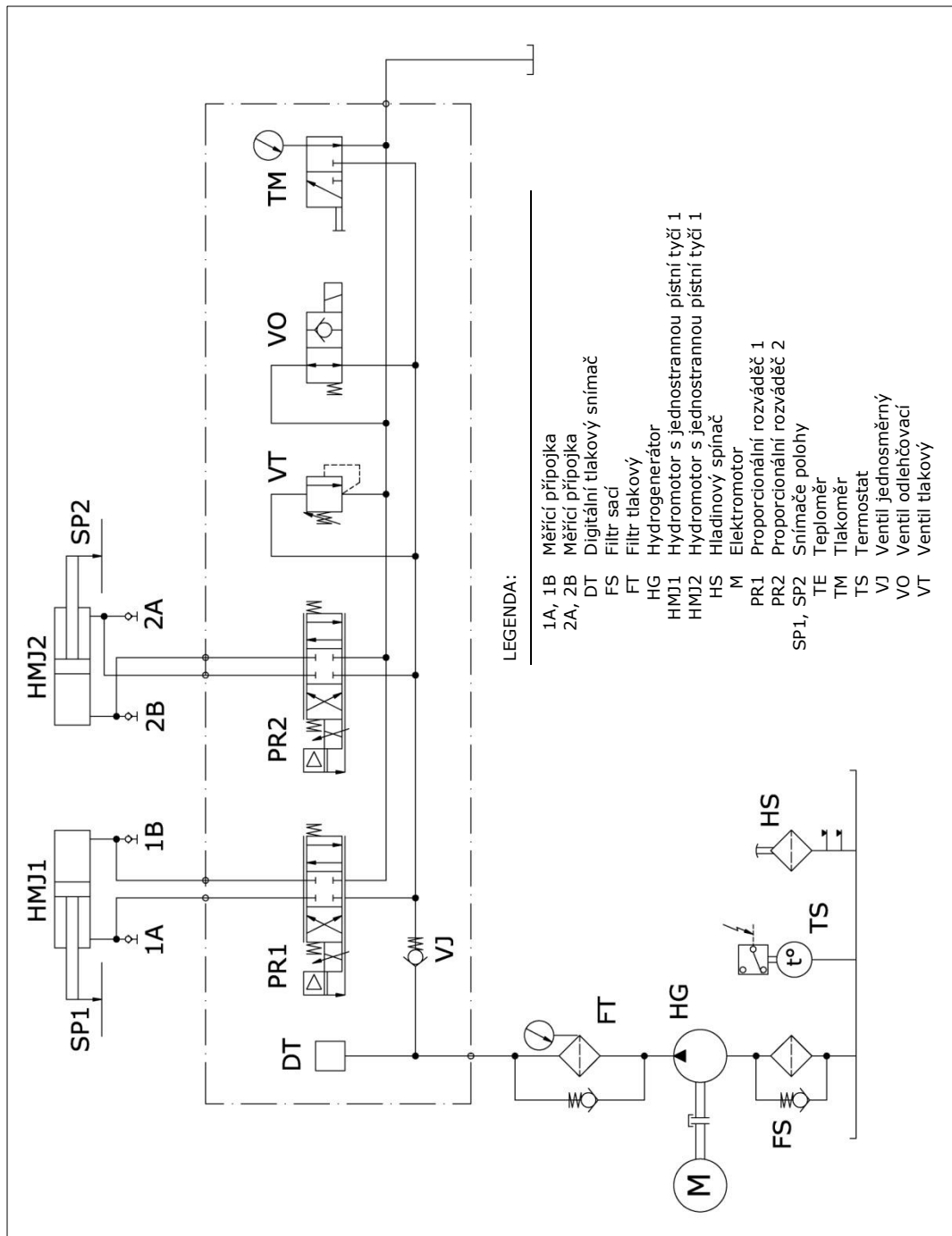
Hydraulický obvod varianty A (schéma na obr. 3.6) je tvořen následujícími hlavními prvky: Hydraulický agregát, ventilový blok (v činnosti bude pouze jeden proporcionální ventil), hydromotor s oboustrannou pístnicí a chladič oleje.



Obr. 3.6 Schéma hydraulického obvodu, varianta A

3.2.2 Hydraulický obvod - varianta B

Ve variantě B je použita dvojice hydromotorů s jednostrannou pístnicí (místo jednoho hydromotoru s oboustrannou pístnicí ve variantě A). Ve ventilovém bloku budou v činnosti oba proporcionální ventily. Obvod je znázorněn na obr. 3.7.

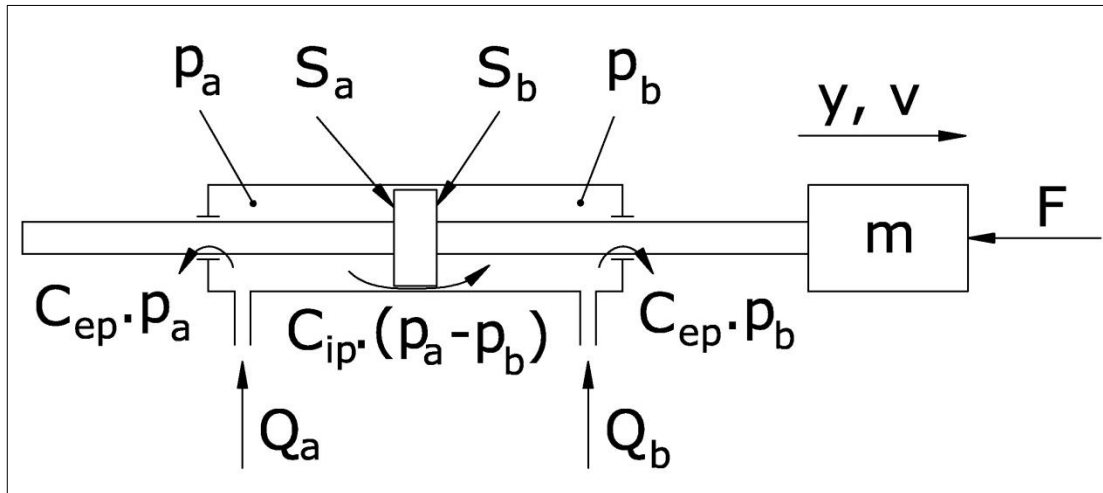


Obr. 3.7 Schéma hydraulického obvodu, varianta B

3.3 Dynamický simulační model stanoviště

Pro vytvoření zjednodušeného dynamického simulačního modelu stanoviště bylo zvoleno simulační prostředí programu MATLAB – Simulink, který se na podobných aplikacích osvědčil na KVM.

3.3.1 Matematický model přímočarého hydromotoru



Obr. 3.8 Schéma modelu přímočarého hydromotoru

Matematický model přímočarého hydromotoru (schéma modelu hydromotoru na obr. 3.8) vychází z pohybové rovnice a z rovnic pro tlaky v pracovních prostorech hydromotoru.

Pohybová rovnice:

$$m \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} = S_a \cdot p_a - S_b \cdot p_b - F \quad (1)$$

Rovnice pro tlaky v pracovních prostorech hydromotoru:

$$\frac{dp_a}{dt} = [Q_a - C_{ip} \cdot (p_a - p_b) - C_{ep} \cdot p_a - S_a \cdot v] \cdot \frac{1}{C_a} \quad (2)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = [S_b \cdot v - C_{ip} \cdot (p_a - p_b) - C_{ep} \cdot p_b - Q_b] \cdot \frac{1}{C_b}, \quad (3)$$

kde: $C_{ip} \cdot (p_a - p_b)$... průtok způsobený průsaky mezi pracovními prostory,

$C_{ep} \cdot p_a$ a $C_{ep} \cdot p_b$... průtok způsobený vnějšími průsaky.

Hydraulické kapacity pracovních prostorů:

$$C_a = \frac{V_a}{K} \quad (4)$$

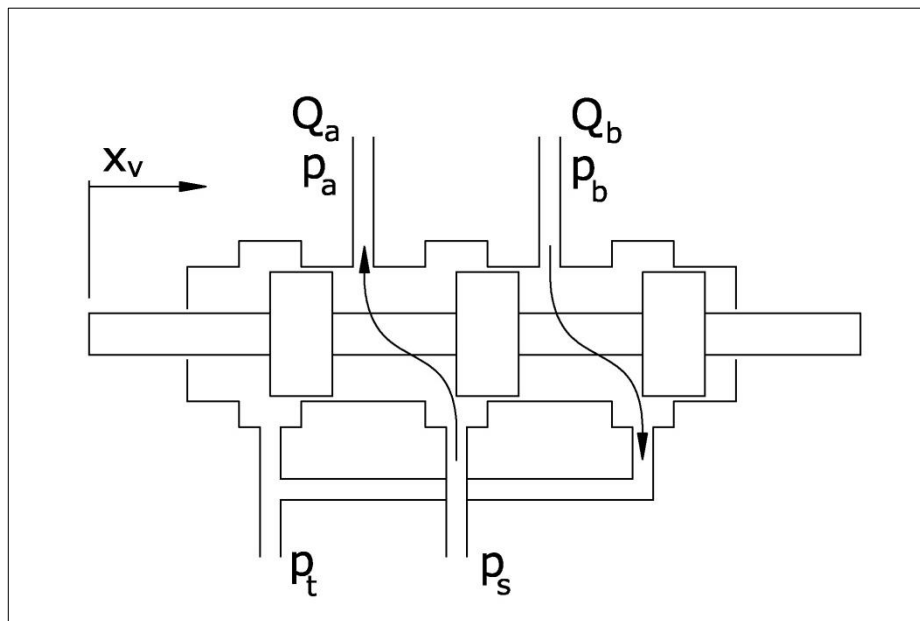
$$C_b = \frac{V_b}{K} \quad (5)$$

Objemy pracovních prostorů:

$$V_a = V_{0a} + S_a \cdot y \quad (6)$$

$$V_b = V_{0b} + S_b \cdot (y_{max} - y) \quad (7)$$

3.3.2 Matematický model proporcionálního rozváděče



Obr. 3.9 Schéma modelu proporcionálního rozváděče

Dynamické vlastnosti ventilu (schéma modelu na obr. 3.9) lze simulovat pomocí proporcionálního členu se zpožděním druhého řádu popsaného diferenciální rovnicí:

$$T_1^2 \cdot \ddot{x}_v + 2 \cdot \xi \cdot T_1 \cdot \dot{x}_v + x_v = K_{sv} \cdot u , \quad (8)$$

kde
$$T_1 = \frac{1}{2\pi \cdot f}. \quad (9)$$

Průtoková charakteristika je modelována v závislosti na aktuálních tlakových spádech na jednotlivých řídicích hranách ventilu podle rovnice

$$Q_i = B \cdot |x_v| \cdot \operatorname{sgn}(\Delta p_i) \cdot \sqrt{|\Delta p_i|}, \quad \text{pro } i = SA, AT, SB, BT, \quad (10)$$

kde $x_v \in \langle -1; 1 \rangle$

Výsledný průtok je pak roven:

$$Q_a = Q_{sa} - Q_{at} \quad (11)$$

$$Q_b = Q_{bt} - Q_{sb}. \quad (12)$$

Lineární část modelu byla doplněna o typické nelinearity vyskytující se u servoventilu. Jedná se o omezení maximálního zdvihu šoupátka a maximální rychlosti otevření servoventilu, které lze určit z přechodové charakteristiky pro zcela otevřený ventil, uváděné výrobcem. Parametry K_{sv} , T_1 , ξ a B lze stanovit z katalogových listů poskytovaných výrobcem.

Pro jmenovitý průtok:

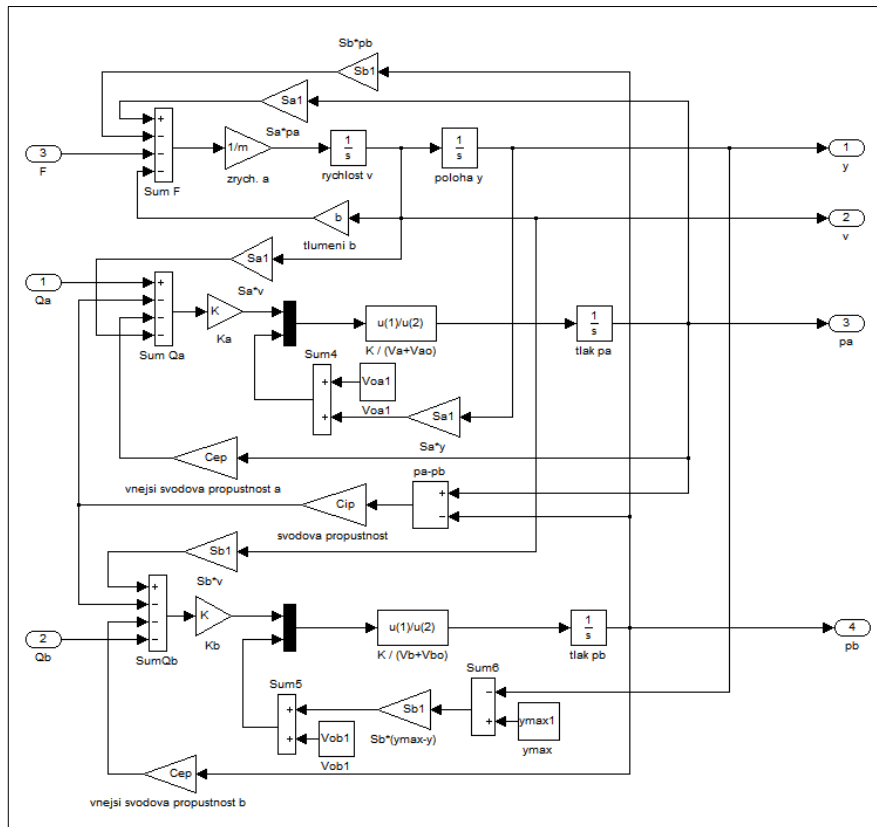
$$T_1^2 \cdot \frac{\ddot{x}_v}{x_{vj}} + 2 \cdot \xi \cdot T_1 \cdot \frac{\dot{x}_v}{x_{vj}} + \frac{x_v}{x_{vj}} = \frac{u}{u_j} \quad (13)$$

$$Q_i = Q_j \cdot \left| \frac{x_v}{x_{vj}} \right| \cdot \operatorname{sgn}(\Delta p_i) \cdot \sqrt{\frac{|\Delta p_i|}{\Delta p_j}}, \quad (14)$$

přičemž $\frac{x_v}{x_{vj}} \in \langle -1; 1 \rangle$.

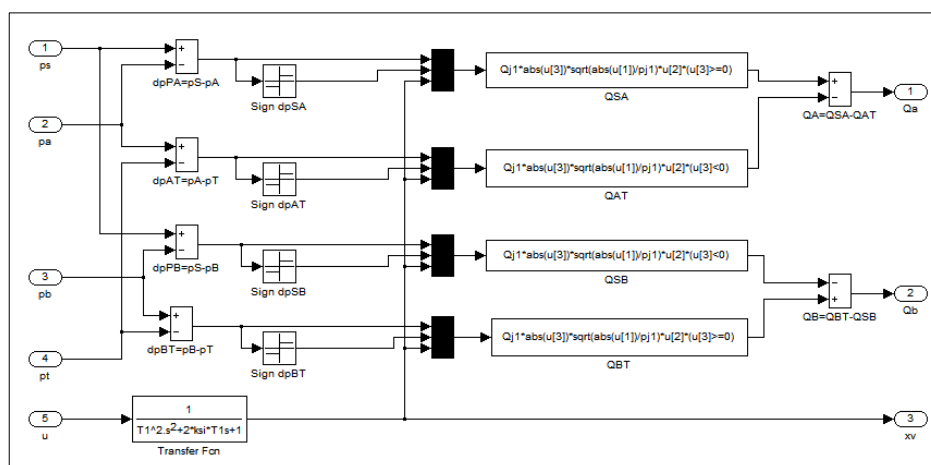
3.3.3 Simulační model v programu MATLAB - Simulink

Pro přehlednější orientaci v simulačním modelu byly vytvořeny dva subsystémy. Subsystém hydromotoru (schéma modelu na obr. 3.10) a subsystém rozváděče (schéma modelu na obr. 3.11). Tyto subsystémy byly následně vloženy do komplexního modelu hydraulického obvodu.

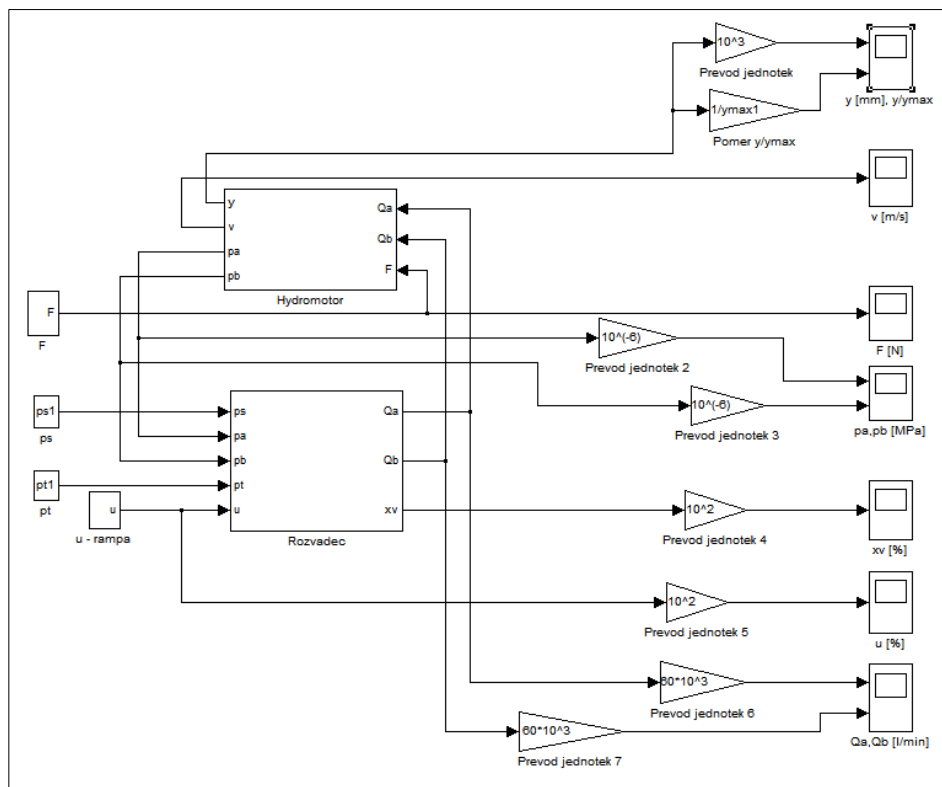


Obr. 3.10 Model přímočarého hydromotoru v programu MATLAB - Simulink

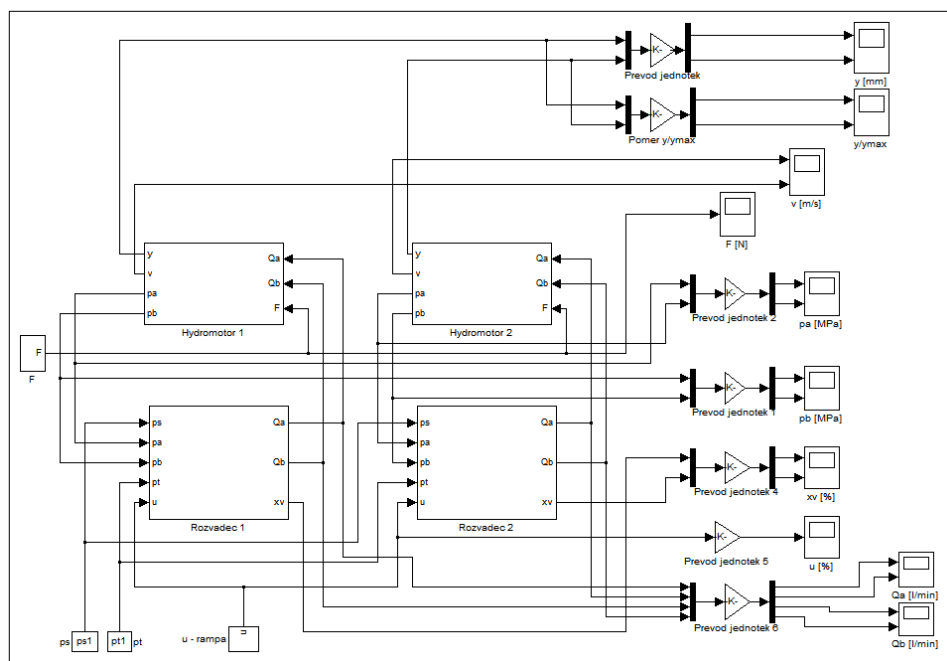
Simulace byla, stejně jako v kapitole 3.2, rozdělena na variantu A a variantu B v závislosti na podobě hydraulického obvodu, přičemž varianta A představovala obvod s jedním hydromotorem s oboustrannou pístní tyčí (obr. 3.12), varianta B pak obvod se dvěma hydromotory s jednostrannými pístními tyčemi (obr. 3.13).



Obr. 3.11 Model proporčního rozváděče v programu MATLAB - Simulink



Obr. 3.12 Model obvodu varianty A v programu MATLAB - Simulink



Obr. 3.13 Model obvodu varianty B v programu MATLAB - Simulink

V programu MATLAB – Simulink byl vytvořen základní model hydraulického obvodu. Výpis hodnot zadávaných do programu je uveden na obr. 3.14.

```
%-----VARIANTA_A-----

% Přímočarý hydromotor
da=22          % [mm]... průměr pístnice A
Da=32          % [mm]... průměr válce A
db=22          % [mm]... průměr pístnice B
Db=32          % [mm]... průměr válce B
yo=75          % [mm]... počáteční poloha pístu
ymax=150       % [mm]... zdvih pístnice
F=0            % [N]... výsledná vnější síla působící na pístnici
m=250          % [kg]... redukovaná hmotnost na pístnici
b=10000        % [N*s/m]... tlumení
Cip=0          % [m5/(sN)]... součinitel vnitřní svodové propustnosti
Cep=0          % [m5/(sN)]... součinitel vnější svodové propustnosti
K=1.4*10^9     % [Nm-2]... modul objemové pružnosti
Voa=1000       % [mm3]... objem vstupního potrubí
Vob=1000       % [mm3]... objem výstupního potrubí

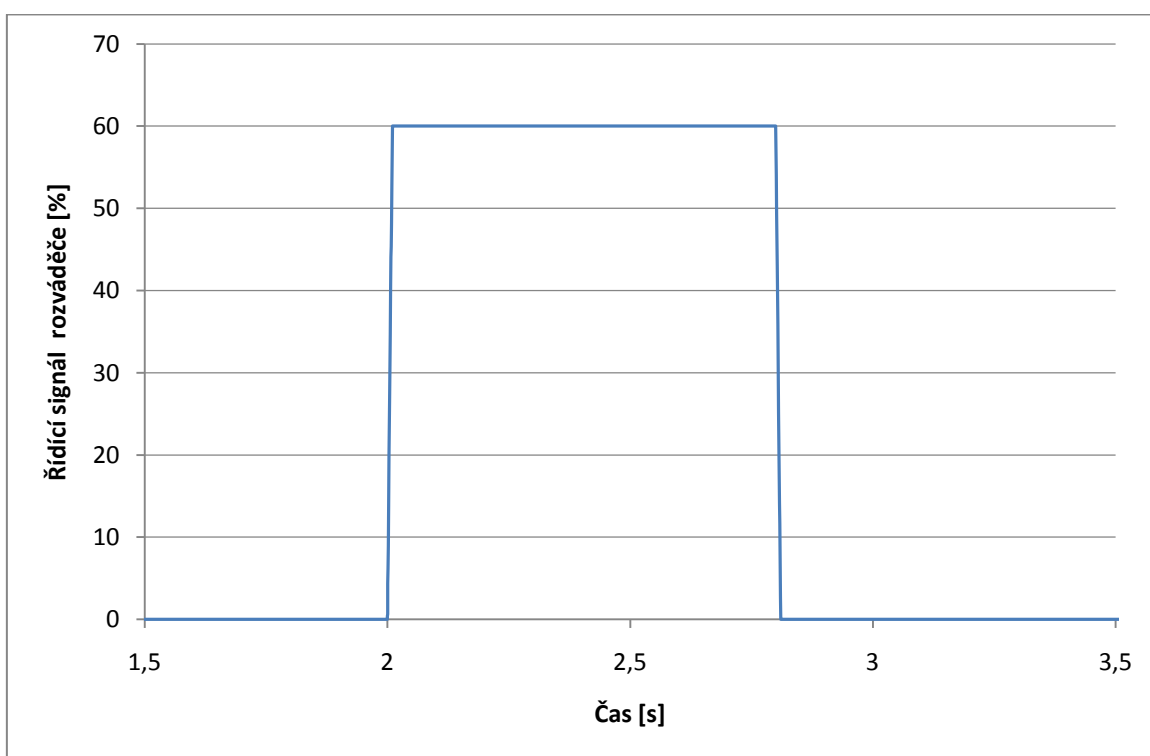
% Rozváděč
Qj=3           % [dm3/min]... jmenovitý průtok při jmenovitém tlaku
pj=3.5         % [MPa]... jmenovitý tlak
f=350          % [Hz]... vlastní frekvence rozváděče
ksi=0.9        % [-]... poměrný útlum rozváděče
ps=13          % [MPa]... tlak na vstupu do rozváděče (zdroj)
pt=1.6         % [MPa]... tlak na výstupu z rozváděče (odpad)
t=0.8          % [s]... čas napětového skoku
u=60           % [%]... velikost napětového signálu

% Převody jednotek
da1=da*10^(-3) % [m]
Da1=Da*10^(-3) % [m]
db1=db*10^(-3) % [m]
Db1=Db*10^(-3) % [m]
yo1=yo*10^(-3) % [m]
ymax1=ymax*10^(-3) % [m]
Voal=Voa*10^(-9) % [m3]
Vobl=Vob*10^(-9) % [m3]
Qj1=Qj/(10^3*60) % [m3/s]
pj1=pj*10^6      % [Pa]
ps1=ps*10^6      % [Pa]
pt1=pt*10^6      % [Pa]
u1=u/10^2        % [-]

% Vypočítané hodnoty:
pi=3.141592654   % [-]
omega=2*pi*f      % [rad/s]
T1=1/omega        % [s]
Sa1=pi/4*(Da1^2-da1^2) % [m3]
Sb1=pi/4*(Db1^2-db1^2) % [m3]
```

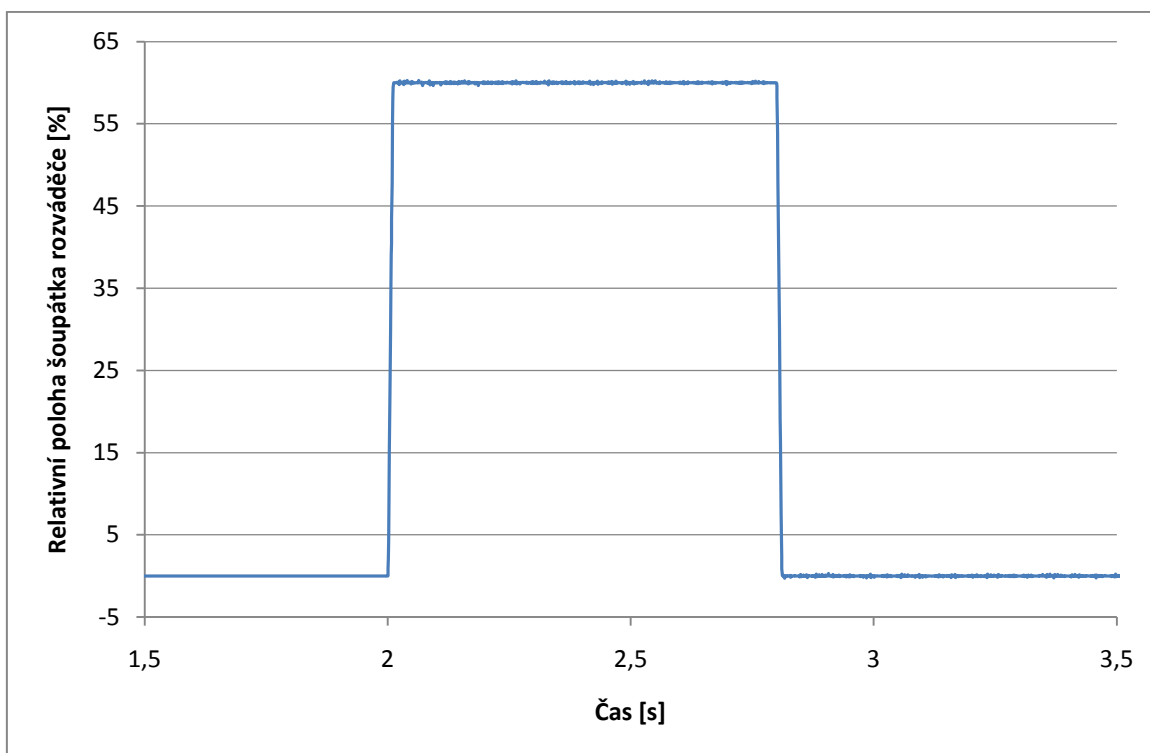
Obr. 3.14 Výpis hodnot zadávaných do programu MATLAB

Pomocí simulace obvodu varianty A byly získány charakteristiky znázorňující, jakým způsobem by se měl navržený obvod chovat. Výsledné charakteristiky jsou uvedeny na obr. 3.15 až 3.22. Tyto charakteristiky znázorňují chování obvodu při zatížení hmotností redukovanou na pístní tyč činící 250 kg. Pro zvolení redukované hmotnosti, na kterou bude celé stanoviště dimenzováno, bylo dále třeba zpracovat charakteristiky porovnávací, ze kterých by bylo patrné, jakým způsobem změna redukované hmotnosti ovlivní chování obvodu.

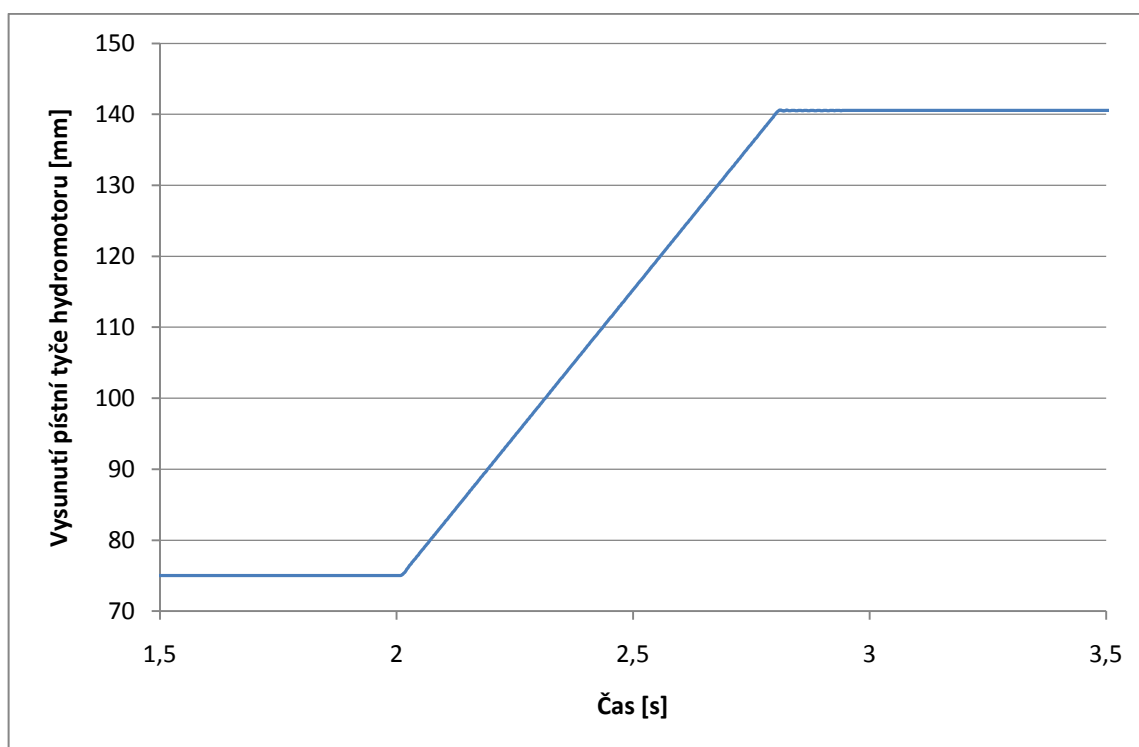


Obr. 3.15 Průběh řídicího signálu rozváděče

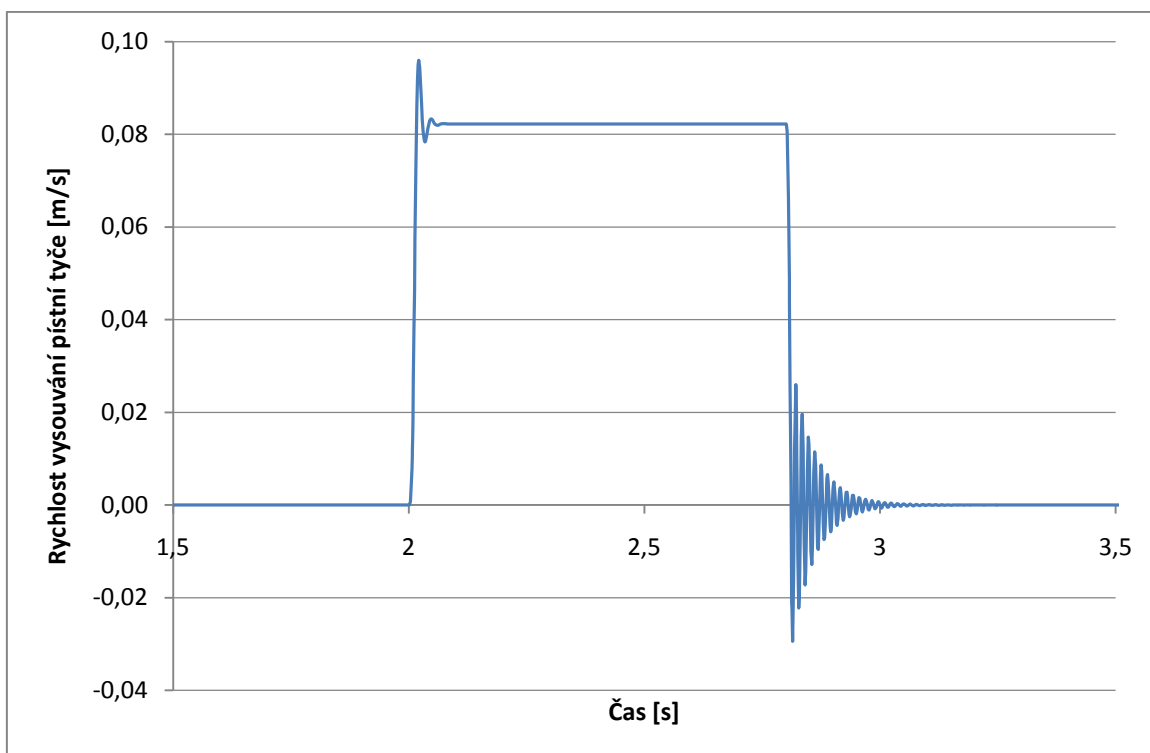
Na obr. 3.15 je znázorněn vstupní signál, který řídí polohu šoupátka rozváděče. Následující charakteristiky (obr. 3.16 až obr. 3.22) znázorňují odezvu systému na tento signál.



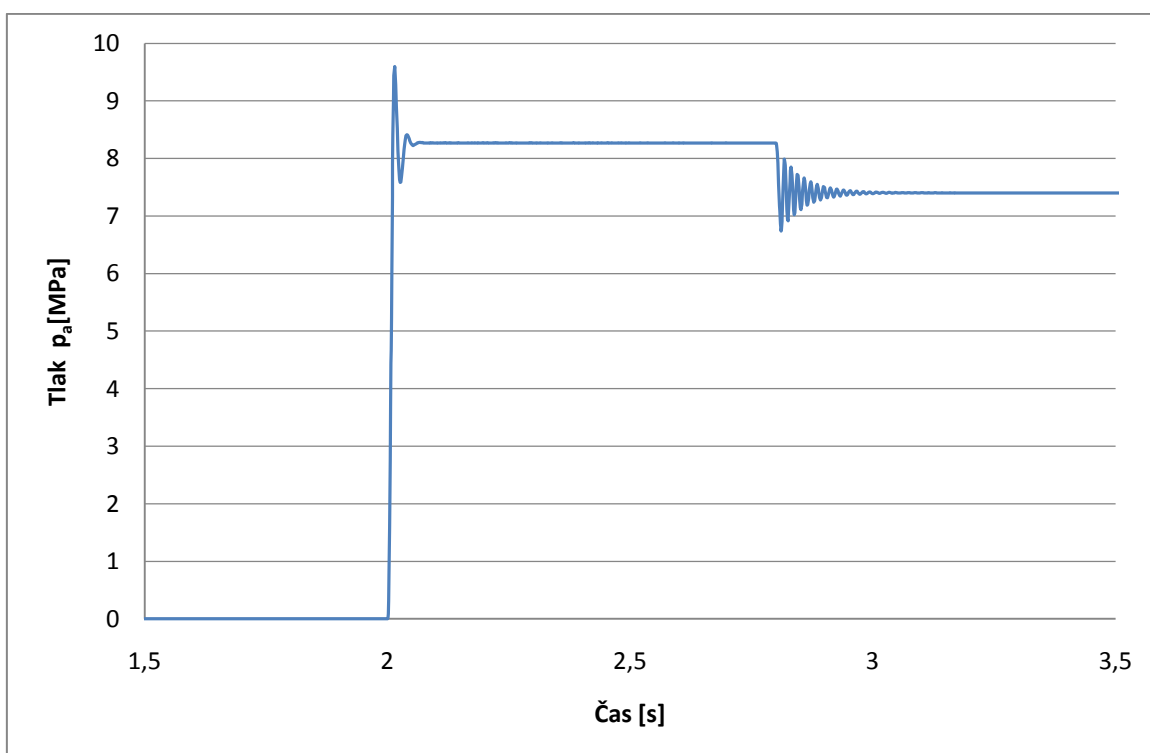
Obr. 3.16 Průběh relativní polohy šoupátka rozváděče



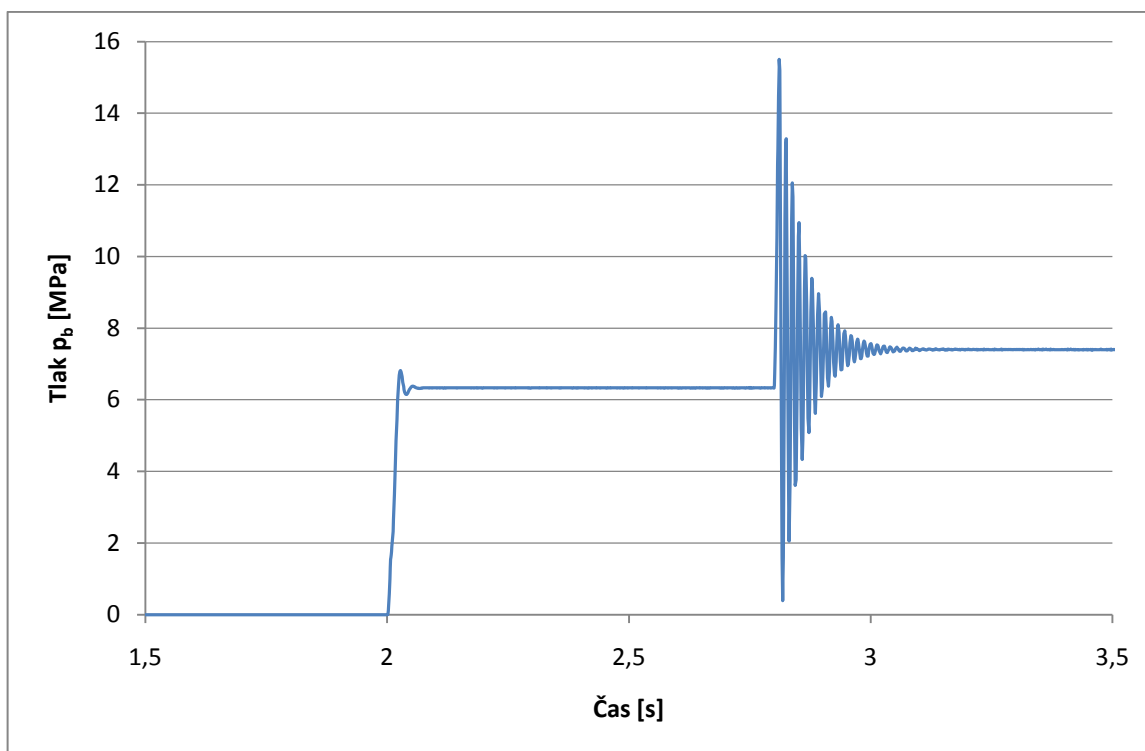
Obr. 3.17 Průběh vysouvání pístní tyče hydromotoru



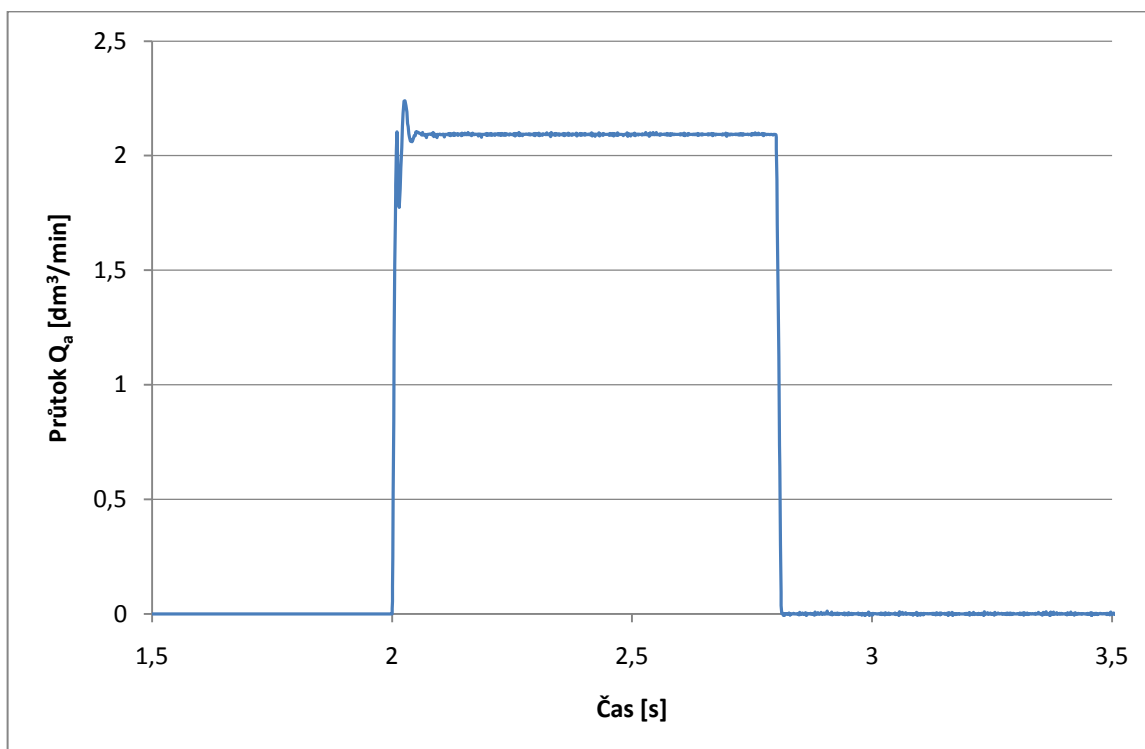
Obr. 3.18 Průběh rychlosti vysouvání pístní tyče hydromotoru



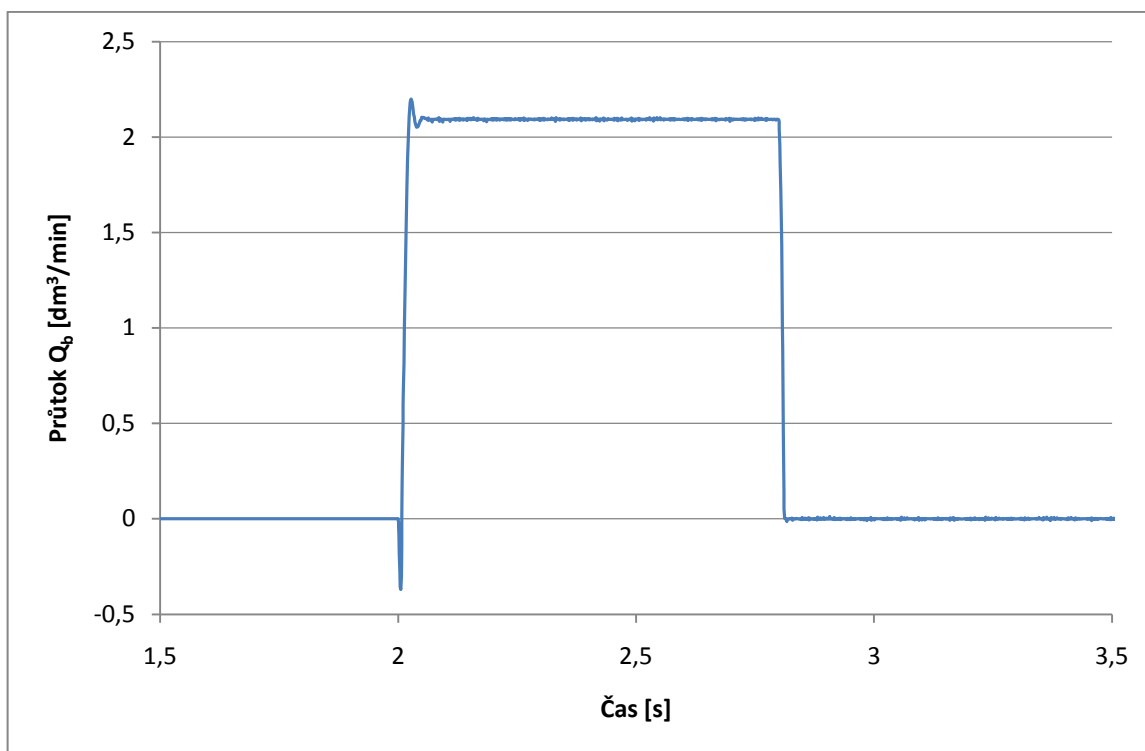
Obr. 3.19 Průběh tlaku ve vstupní větvi hydromotoru



Obr. 3.20 Průběh tlaku ve výstupní větvi hydromotoru



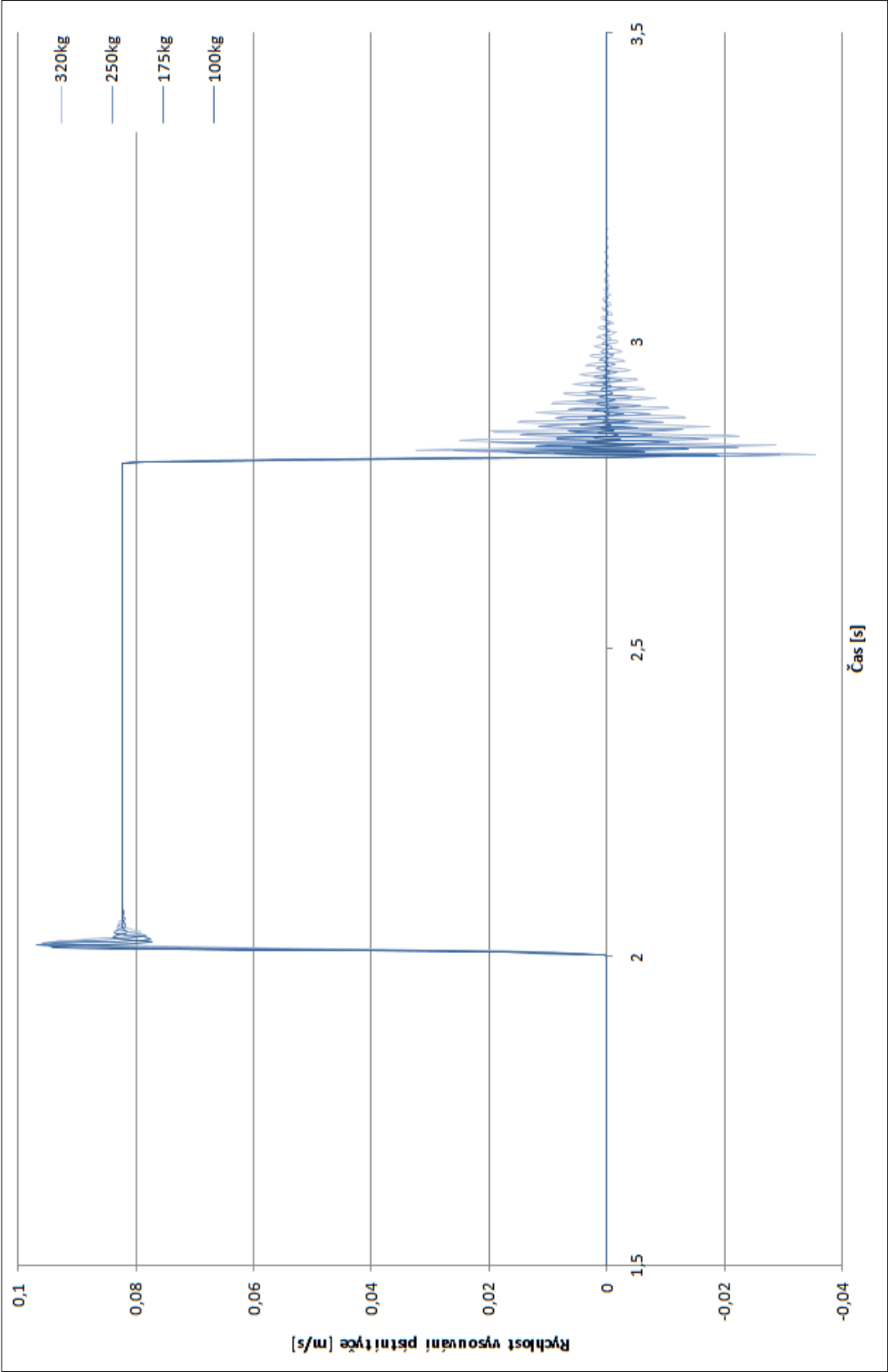
Obr. 3.21 Průběh průtoku ve vstupní větvi hydromotoru



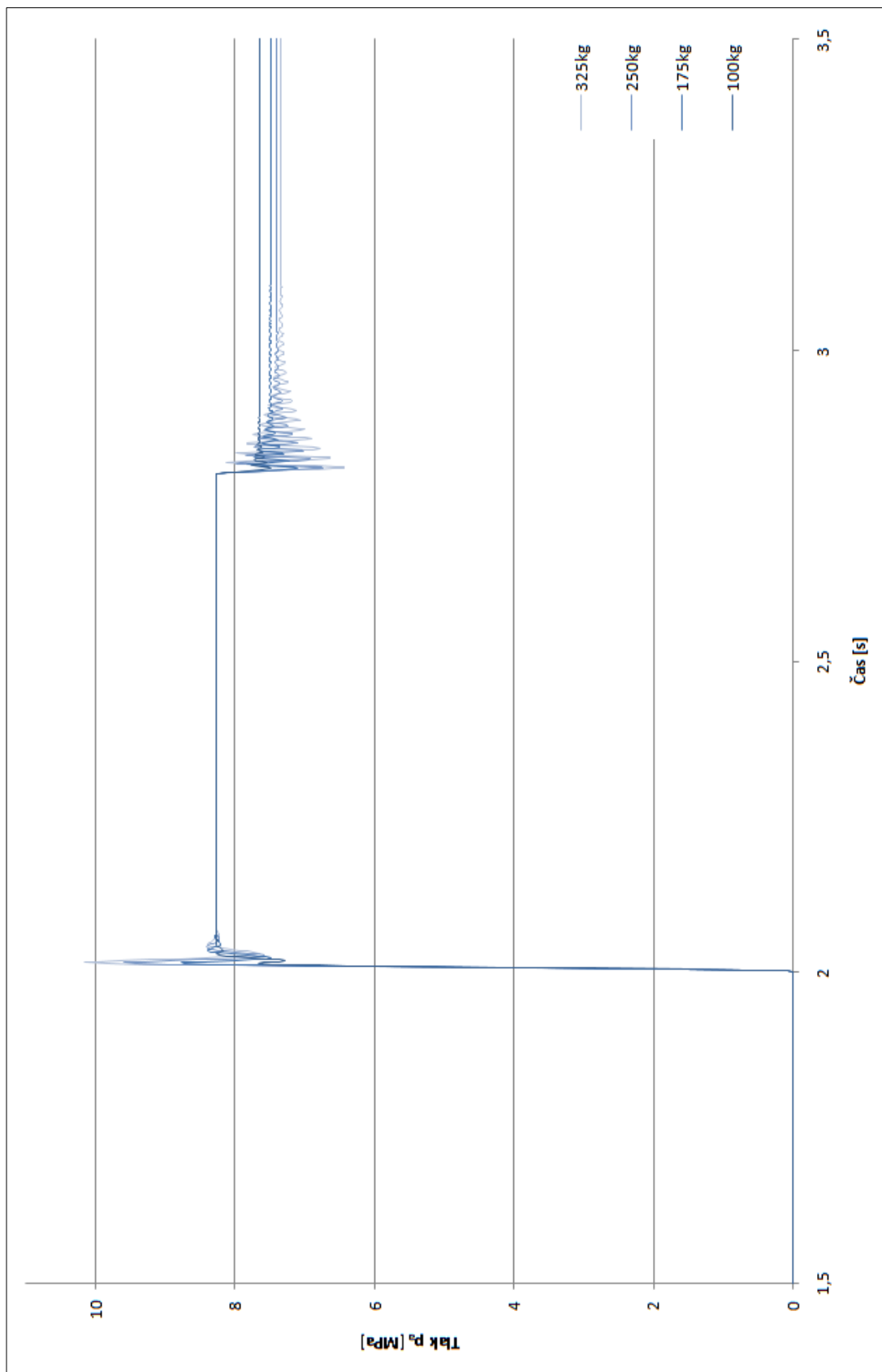
Obr. 3.22 Průběh průtoku ve výstupní větvi hydromotoru

Na těchto charakteristikách je dobře patrné rozkmitání způsobené otevřením a následně zavřením řídicího ventilu. Toto rozkmitání bylo klíčové pro určení redukované hmotnosti na pístní tyč motoru, na kterou mělo být celé stanoviště dimenzováno. Cílem byla možnost dosažení takového rozkmitání, které by bylo možné sledovat při experimentech na reálném stanovišti.

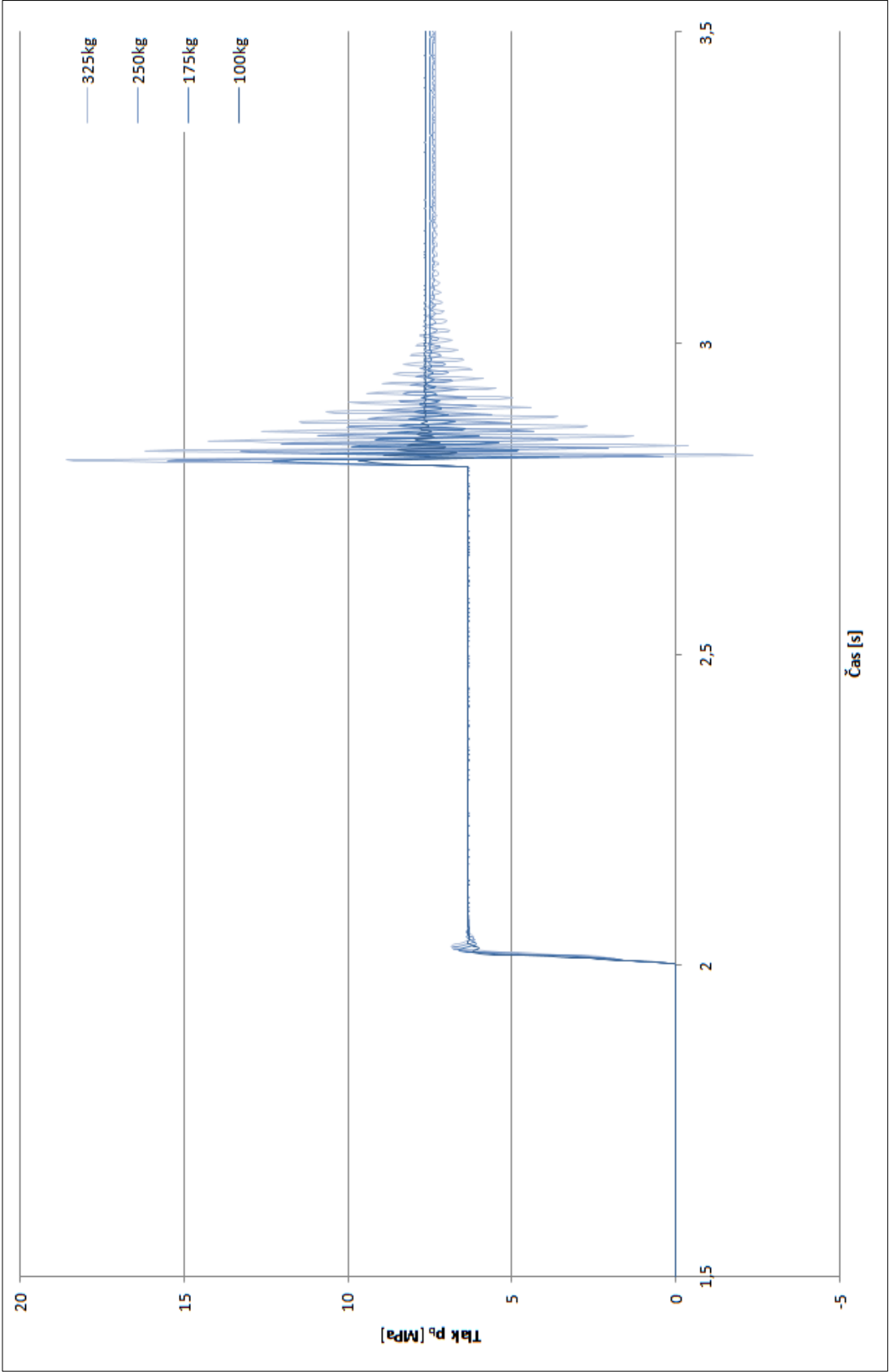
K určení hledané hodnoty redukované hmotnosti posloužily srovnávací charakteristiky uvedené na obr. 3.23 až 3.25. Za průběhy, na které má velikost redukované hmotnosti největší vliv, byly (podle obr. 3.18, obr. 3.19 a obr. 3.20) vybrány průběhy rychlosti vysouvání pístní tyče a průběhy tlaku ve vstupní a výstupní větvi hydromotoru.



Obr. 3.23 Vliv velikosti redukované hmotnosti, působící na pístní tyč hydromotoru, na rychlost vysouvání pístní tyče



Obr. 3.24 Vliv velikosti redukované hmotnosti, působící na pístní tyč hydromotoru, na tlak ve vstupní větvi do hydromotoru



Obr. 3.25 Vliv velikosti redukované hmotnosti, působící na pístní tyč hydromotoru, na tlak ve výstupní větvi z hydromotoru

Obdobným způsobem byly vypracovány charakteristiky i pro hydraulický obvod varianty B. Na základě všech těchto charakteristik byla zvolena maximální hodnota redukované hmotnosti, působící na pístní tyč hydromotoru, **250 kg**. S ohledem na tuto maximální hodnotu redukované hmotnosti bylo následně dimenzováno celé experimentální stanoviště.

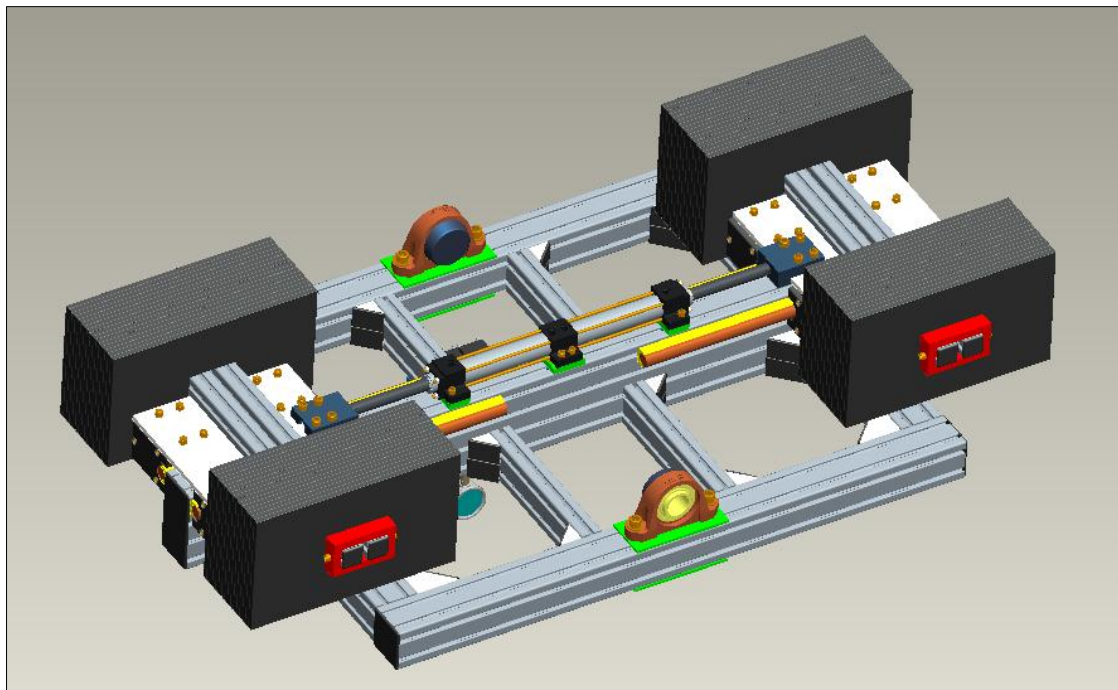
3.4 Konstrukční řešení experimentálního stanoviště

Konečné provedení experimentálního stanoviště bylo ovlivněno řadou požadavků. Prvním požadavkem byla možnost stanoviště modifikovat pro dvojici dostupných typů hydraulických přímočarých motorů (popis dostupných hydraulických prvků viz kapitola 3.1). Dalším požadavkem byla co nejsnazší výroba celého stanoviště s použitím co největšího počtu sériově vyráběných dílů. Při konstrukci byl kladen důraz na tuhost stanoviště, bezpečnost celé konstrukce a v neposlední řadě na jednoduchou obsluhu celého zařízení.

Z těchto důvodů byly pro realizaci stanoviště zvoleny hliníkové profily řady 8 od firmy ITEM. Široká nabídka těchto profilů včetně příslušenství a možnosti spojování vyhověla požadavkům na použití při stavbě stanoviště.

3.4.1 Popis výsledného návrhu experimentálního stanoviště

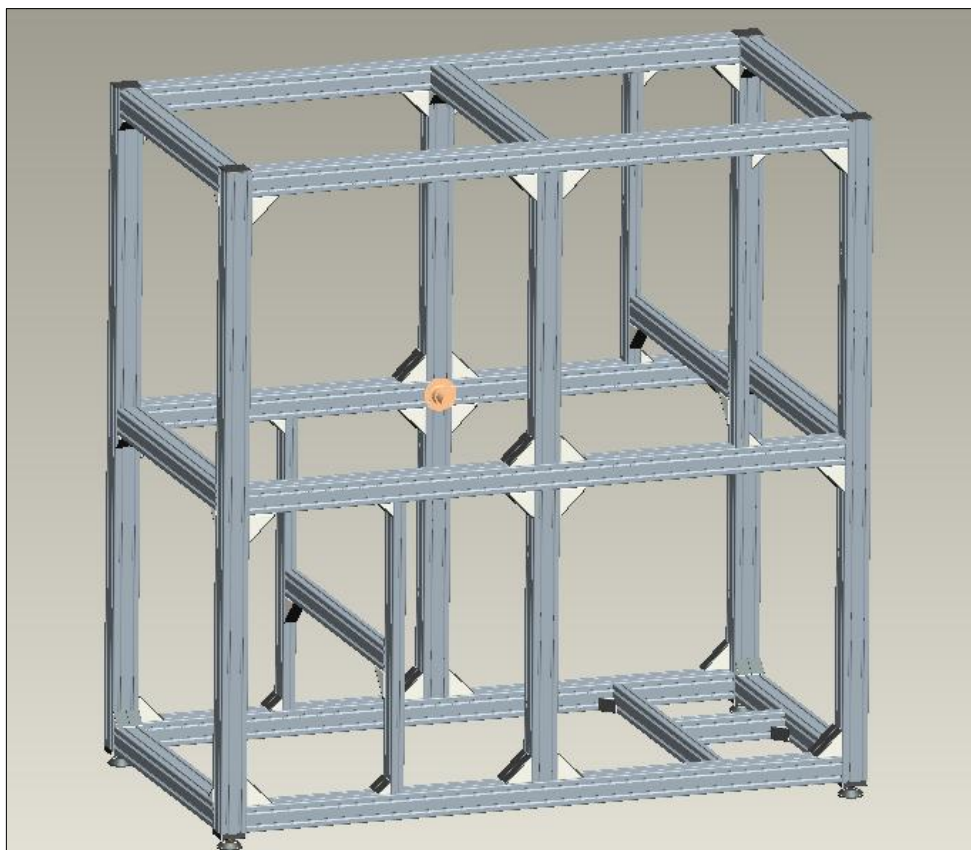
Konstrukci celého stanoviště lze rozdělit na dvě části. První částí je otočný vnitřní rám (znázorněn na obr. 3.26). Základ vnitřního rámu je tvořen profilem o průřezu 160×80 mm. Na tento rám je přes distanční podložky nainstalován hydromotor (případně dvojice hydromotorů, v závislosti na zvolené variantě). Konce tohoto profilu



Obr. 3.26 Otočný vnitřní rám

jsou opatřeny vodícími tyčemi, na kterých se pohybují stolky zatížené závažími. Pojezdy, na kterých jsou stolky umístěny, pocházejí ze sortimentu firmy ITEM. Stolky jsou přes spojovací členy propojeny s pístními tyčemi na obou stranách hydromotoru. Na základní profil je dále instalováno přední a zadní rameno s výztuhami. Tato ramena jsou osazena ložiskovými domky firmy SKF, přes které je otočný rám spojen s pevným rámem. Na spodní stranu zadního ramena je nainstalován ventilový blok. Toto umístění bylo zvoleno z důvodu malé vzdálenosti od hydromotorů a možnosti propojit tak ventilový blok s hydromotory pomocí trubek. Všechny profily otočného rámu jsou spojeny rohovými spojkami, rovněž ze sortimentu firmy ITEM.

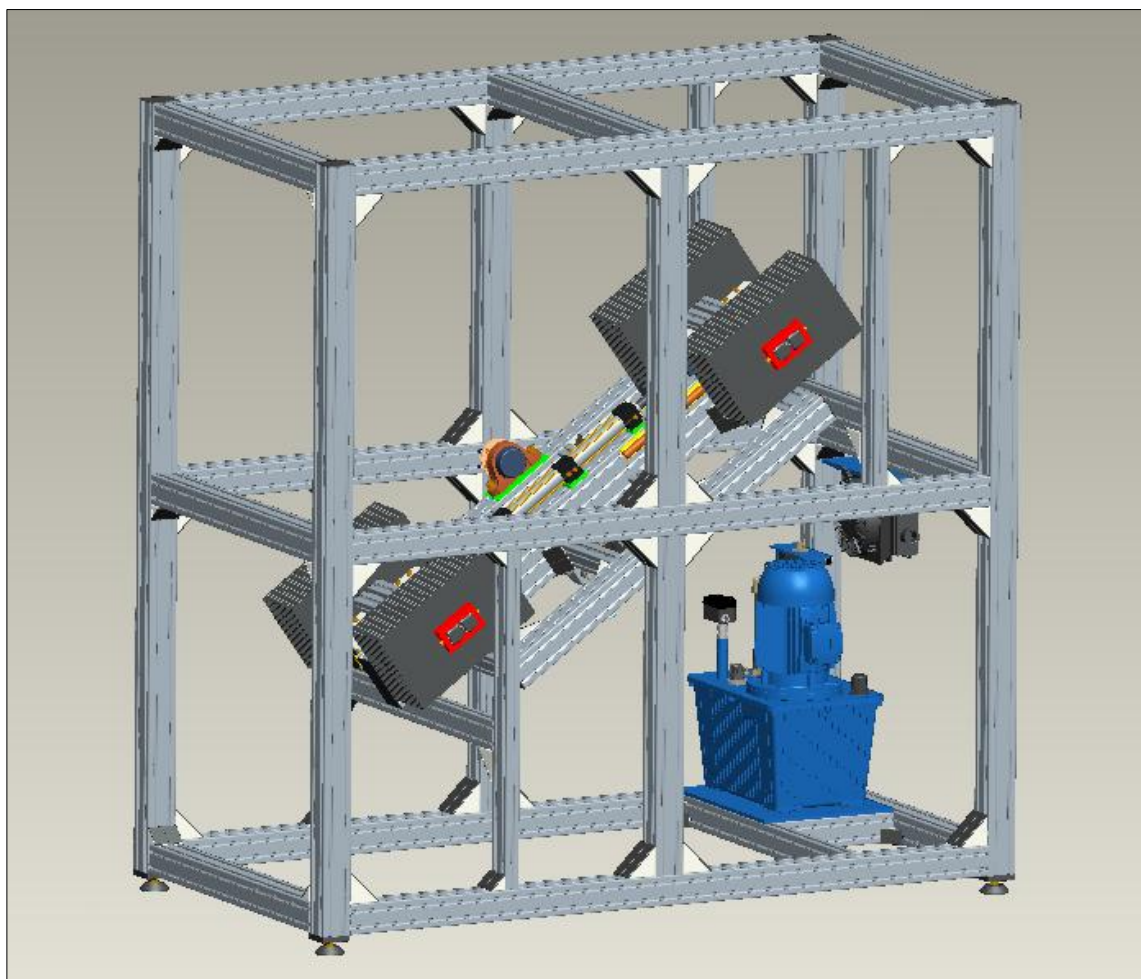
Druhou částí experimentálního stanoviště je vnější rám (znázorněn na obr. 3.27). Tento rám je sestaven převážně z profilů o průřezu 80×80 mm. V dolním rohu vnějšího rámu je na pomocném rámu z profilů o průřezu 80×40 mm umístěn hydrogenerátor a chladič hydraulické kapaliny. Hydrogenerátor je s chladičem propojen trubicí a s ventilovým blokem hadicemi. Pohled na kompletní sestavu experimentálního stanoviště je zobrazen na obr. 3.28.



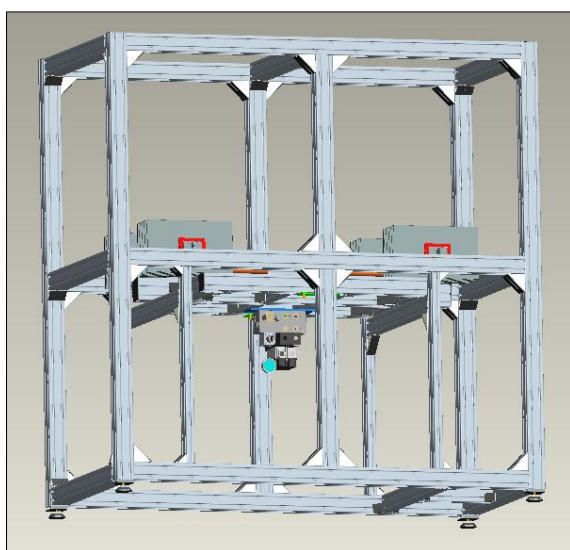
Obr. 3.27 Vnější rám experimentálního stanoviště

Aby bylo možné stanoviště usadit do roviny, jsou spodní rohy vnějšího rámu osazeny stavitelnými nohami. Pokud by při provozu stanoviště docházelo k jeho pohybu po podlaze, je možné tyto nohy doplnit úchyty a tyto úchyty fixovat do podlahy.

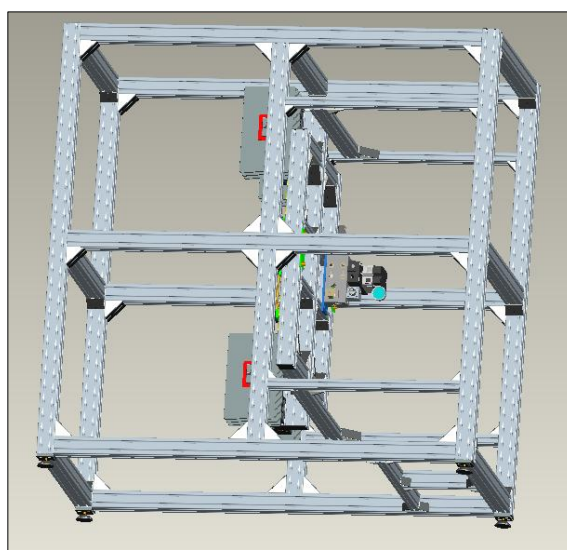
Jak bylo zmíněno výše, vnitřní rám je ve vnějším rámu uložen otočně. Otočné uložení bylo zvoleno z toho důvodu, aby bylo možné provádět měření parametrů hydraulického obvodu i v jiné než vodorovné poloze. Rozsah úhlů, ve kterých lze měření provádět činí 0° až 90° , přičemž úhel z tohoto rozsahu lze zvolit zcela libovolný. Poloha otočného rámu je ve zvolené poloze fixována snadno přestavitelnými vzpěrami z profilů o průřezu 80×40 mm. Fixace otočného rámu v obou krajních polohách je znázorněna na obr. 3.29 a obr. 3.30.



Obr. 3.28 Kompletní sestava experimentálního stanoviště



Obr. 3.29 Otočný rám v poloze 0°

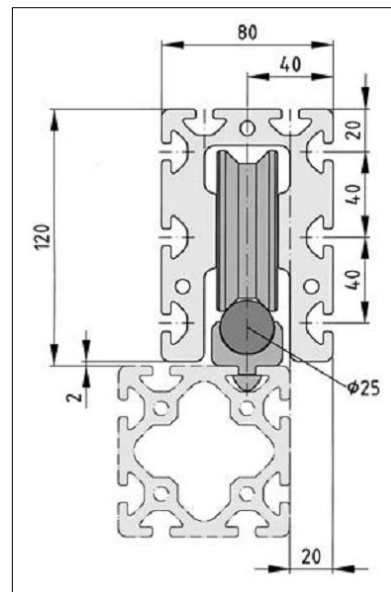


Obr. 3.30 Otočný rám v poloze 90°

3.4.2 Volba pojezdu pod posuvný stolek

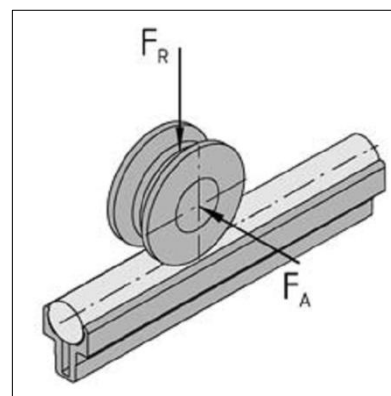
Vedení pojezdu bylo dimenzováno podle výsledků simulace (viz kapitola 3.3), tedy na maximální hmotnost posuvného stolku činící 250 kg. Této hmotnosti odpovídá tíha stolku 2500N.

Z katalogu firmy ITEM byly vybrány pojezdy 8 D25, kde číslo 8 značí řadu profilů a D25 průměr vodící tyče. Základní rozměry těchto pojezdů jsou zobrazeny na obr. 3.31.



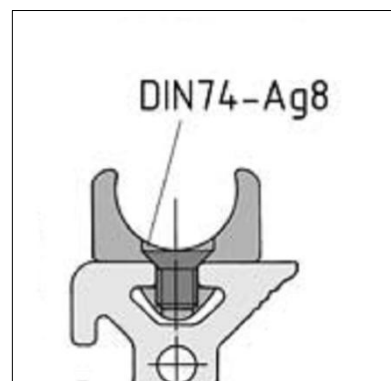
Obr. 3.31 Pojezd 8 D25 [°]

Maximální dovolené zatížení v axiálním směru (viz síla F_A na obr. 3.32) pro vedení řady 8 D25 je podle výrobce 1300N na jeden valivý element. Při použití čtyř těchto elementů na jeden posuvný stolek činí 5200N, což s dostatečnou rezervou vyhovuje plánovanému použití.



Obr. 3.32 Zatěžující síly [°]

Způsob uchycení svěrných profilů na základním profilu je zobrazeno na obr. 3.33. Uchycení je realizováno šrouby se zápusťnou hlavou velikosti M8-14 – DIN 7991, které jsou zašroubovány do kamenů pro profily řady 8 (katalogové označení T-Slot Nut 8 M8 St).



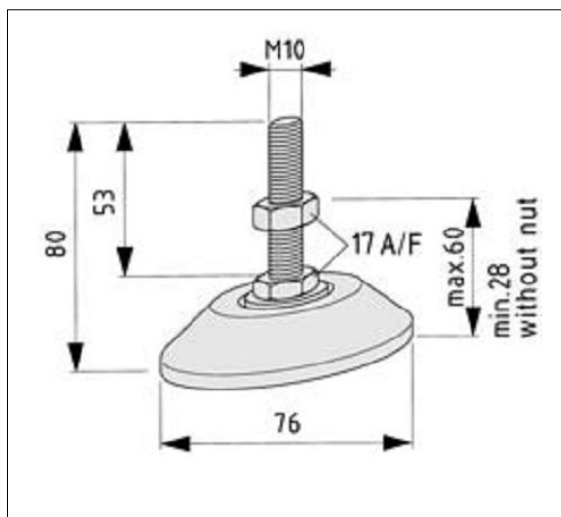
Obr. 3.33 Způsob uchycení svěrného profilu [°]

Životnost při maximálním zatížení udává výrobce 10 000 km, maximální dovolená rychlost posuvu je 10 m/s.

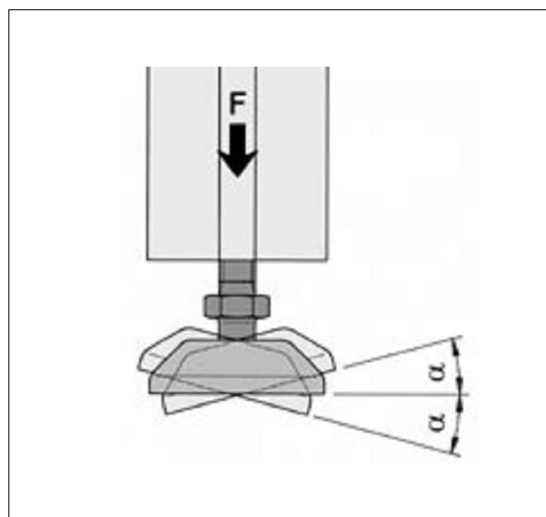
3.4.3 Volba stavitelných noh pod vnější rám

Z katalogu firmy ITEM byly vybrány nohy o vnějším průměru 76 mm, katalogové označení Knuckle Foot D80, M10×80. Jejich rozměry jsou uvedeny na obr. 3.34.

Maximální vertikální zatížení se podle výrobce rovná 10 000 N a maximální dovolený náklon 7° . Vzhledem k odhadované maximální hmotnosti celého stanoviště činící 900 kg, jsou zvolené nohy vyhovující. Schéma zatěžující síly a náklonu je uvedeno na obr. 3.35.

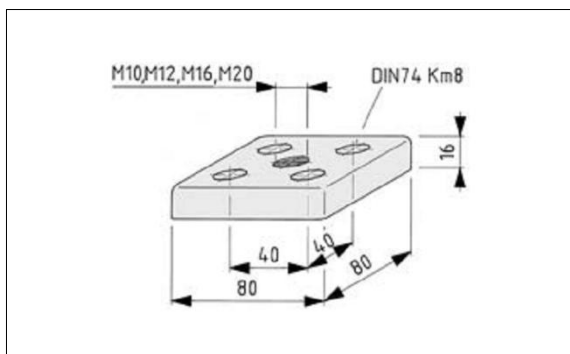


Obr. 3.34 Rozměry použité nohy [°]



Obr. 3.35 Schéma zatížení a náklonu [°]

Nohy se šroubují do k tomuto účelu dodávaných podložek, v tomto případě o rozměru 80×80 mm. Katalogové označení je Base Plate 8 80×80, M10. Rozměry těchto podložek jsou uvedeny na obr. 3.36. K základnímu profilu jsou tyto podložky připevněny pomocí čtveřice šroubů s půlkulatou hlavou o rozměru M8×25 (katalogové označení Button-Head Screw M8×25), pro které je třeba v profilech vyřezat závity M8 s hloubkou 20 mm. Pro zamezení pohybu celého stanoviště je možné nohy opatřit úchyty (katalogové označení Foot Clamp D80) a tyto úchyty fixovat do podlahy pomocí šroubů. Příklad nainstalované nohy včetně úchyty je znázorněn na obr. 3.37.



Obr. 3.36 Použité podložky [9]



Obr. 3.37 Fixovaná noha [9]

3.4.4 Volba ložiskových domků SKF

Ložiskové domky od firmy SKF byly použity pro uchycení otočného rámu v pevném rámu. Vybrány byly domky s označením SYK 40 TR. Výrobce udává statickou únosnost těchto domků je $C_0 = 19\,000\text{ N}$. Domky jsou v radiálním směru zatíženy tíhou vnitřního rámu, která dosahuje maximální hodnoty $G_r = 6\,000\text{ N}$ (zatížení jednoho domku je polovina této hodnoty, čili $G_{r1} = 3\,000\text{ N}$). Součinitel bezpečnosti s_0 valivého ložiska při statickém namáhání určíme ze vztahu

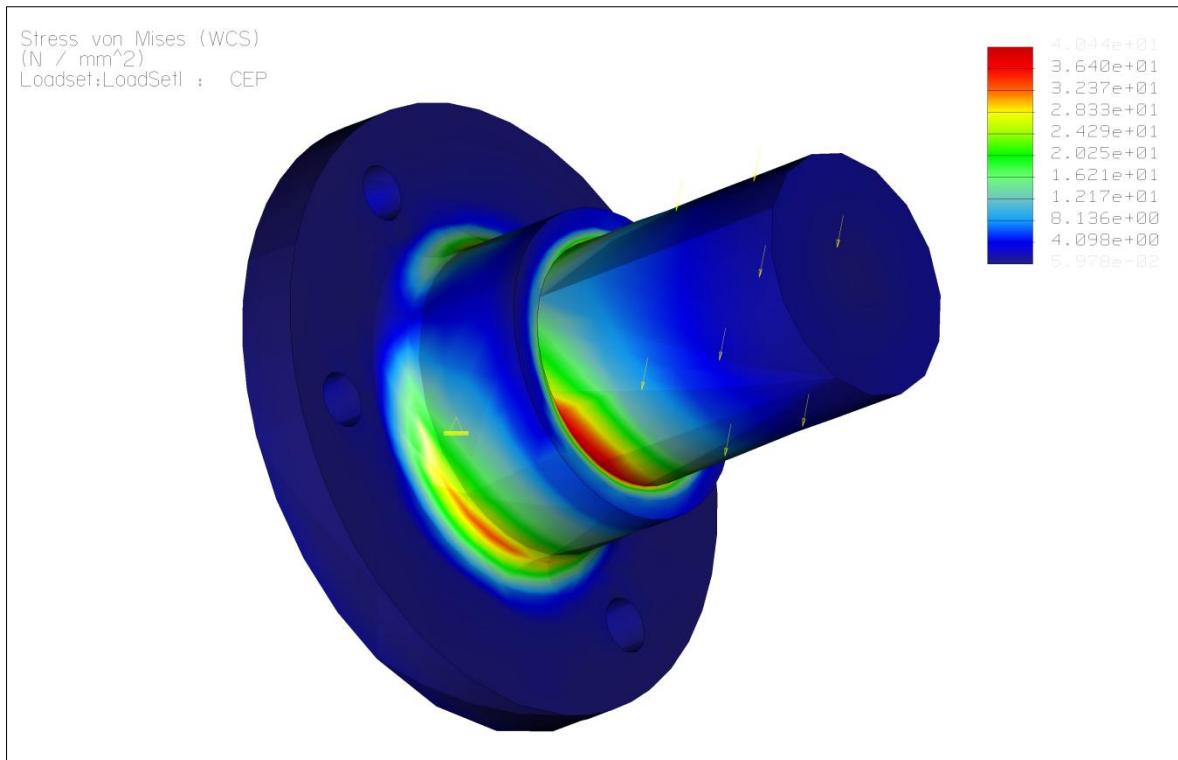
$$s_0 = \frac{C_0}{G_{r1}}. \quad (15)$$

Po dosazení je $s_0 = 6,33$, což převyšuje požadovanou minimální bezpečnost $s_{0min} = 4$. Zvolené ložiskové domky tedy **vyhovují**.

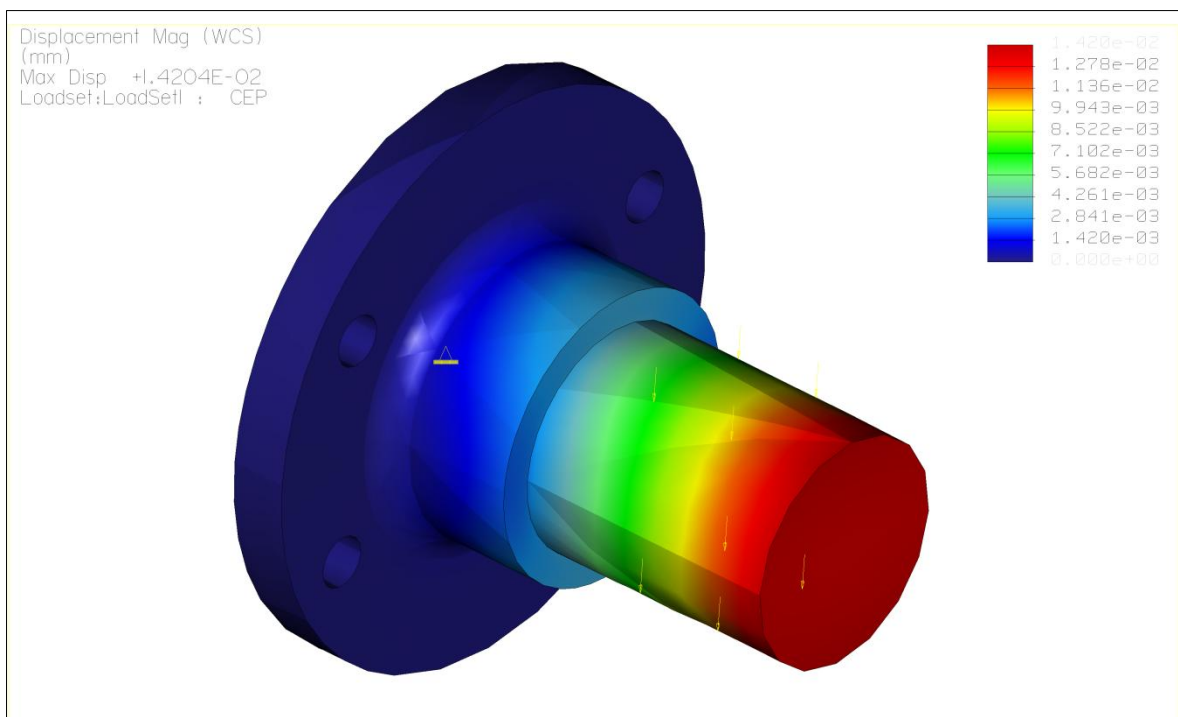
3.4.5 Pevnostní kontrola čepu

Pevnostní kontrola čepu byla provedena metodou konečných prvků v programu Pro/ENGINEER – Mechanica.

Jako materiál čepu byla zvolena ocel 11 600 s mezí kluzu v tahu $R_e = 290\text{ MPa}$, hustotou $\rho_o = 7\,800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, modulem pružnosti $E_o = 2,1 \cdot 10^5\text{ MPa}$ a s Poissonovým číslem 0,27. Dosedací ploše, která je v kontaktu s rámem, byl zamezen veškerý pohyb – součást řešená jako vetknutá v tomto místě. Čep byl v místě kontaktu s ložiskovým domkem zatížen



Obr. 3.38 Pevnostní analýza čepu – redukované napětí podle HMM



Obr. 3.39 Pevnostní analýza čepu – posunutí

radiální silou o velikosti 6000 N (tíha otočného rámu působící na jeden čep násobená bezpečnostním koeficientem 2).

Výsledky analýzy jsou uvedeny na obr. 3.38 a 3.39. Maximální zjištěné redukované napětí podle HMH činí 40 MPa , maximální zjištěné posunutí pak $1,42 \cdot 10^{-2}\text{ mm}$. Porovnání zjištěného maximálního redukovaného napětí s mezí kluzu v tahu ukazuje, že navrhovaný čep pevnostně **vyhovuje**.

3.4.6 Pevnostní kontrola šroubových spojů

Pevnostní kontrola šroubových spojů byla provedena v programu MechSoft.

Zadávané hodnoty:

ε ... bezpečnost proti odlehnutí, bývá volena v rozsahu (0,2 až 1,2); pro dynamicky zatížené spoje bývá volena hodnota vyšší, volíme $\varepsilon = 1$.

F_a ... maximální axiální síla

n ... činitel zavedení provozní síly, zohledňuje polohu působíště pracovní síly ve šroubovém spoji, obvykle bývá $n = 0,5$

F_t ... maximální tečná síla

f ... součinitel tření mezi spojovanými plochami, pro opracované a odmaštěné povrchy se pohybuje okolo 0,15, zdrsněním kontaktních ploch lze hodnotu součinitele zvýšit až na hodnotu zhruba 0,5.

z ... počet šroubů

d ... průměr závitu

p ... stoupání závitu

materiál šroubu - v rozsahu 4A až 12K (3.6 až 12.9) podle ČSN a ISO

k_s ... koeficient bezpečnosti

f_1 ... součinitel tření v závitu, pro pozinkované povrchy $f_1 = 0,2$

f_2 ... součinitel tření v dosedací ploše, v závislosti na materiálu matice a dosedací plochy a drsnosti dosedací plochy pro nemazaný spoj $f_1 = 0,2$

L ... celková šířka šroubového spoje

a) Profil 160×80 – Podložka pod hydromotor

Zatížení:

Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$

Max. axiální síla $F_a = 0$ N

Činitel zavedení síly $n = 0.5$

Max. tečná síla $F_t = 2500$ N

Souč. tření ve spoji $f = 0.3$

Šroub:

Počet šroubů $z = 4$

Průměr závitu $d = 8$ mm

Stoupání závitu $p = 1.25$ mm

Střední průměr šroubu $d_s = 7.188$ mm

Min. průměr šroubu $d_{min} = 6.466$ mm

Materiál šroubu 10K (ISO p.c. 10.9) $R_e=900$; $p_d=200$

Mez kluzu v tahu $R_e = 900$ MPa

Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$

Dovolený tlak v závitu $p_d = 200$ MPa

Modul pružnosti $E_1 = 205000$ MPa

Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$

Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:

Celková šířka $L = 15$ mm

Modul pružnosti $E_2 = 69000$ MPa

Výsledky výpočtu:

Předepínací síla $F_o = 4166.67 \text{ N}$

Max. pracovní síla $F_{max} = 4166.67 \text{ N}$

Utahovací moment $M_u = 9.08 \text{ Nm}$

Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 126.89 \text{ MPa}$

Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 170.9675 \text{ MPa}$

Redukované napětí $\sigma_{red} = 322.1657 \text{ MPa}$

Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 126.89 \text{ MPa}$

Vypočtený tlak v závitu $p_v = 52.28 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola – Vyhovuje

b) Hydromotor – Podložka pod hydromotor

Zatížení:

Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$

Max. axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$

Činitel zavedení síly $n = 0.5$

Max. tečná síla $F_t = 2500 \text{ N}$

Souč. tření ve spoji $f = 0.3$

Šroub:

Počet šroubů $z = 4$

Průměr závitu $d = 8 \text{ mm}$

Stoupání závitu $p = 1.25 \text{ mm}$

Střední průměr šroubu $d_s = 7.188 \text{ mm}$

Min. průměr šroubu $d_{min} = 6.466 \text{ mm}$

Materiál šroubu 10K (ISO p.c. 10.9) $R_e=900; p_d=200$

Mez kluzu v tahu $R_e = 900 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$

Dovolený tlak v závitu $p_d = 200 \text{ MPa}$

Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$

Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$

Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:

Celková šířka $L = 25 \text{ mm}$

Modul pružnosti $E_2 = 205000 \text{ MPa}$

Výsledky výpočtu:

Předepínací síla $F_o = 4166.67 \text{ N}$

Max. pracovní síla $F_{max} = 4166.67 \text{ N}$

Utahovací moment $M_u = 9.08 \text{ Nm}$

Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 126.89 \text{ MPa}$

Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 170.9675 \text{ MPa}$

Redukované napětí $\sigma_{red} = 322.1657 \text{ MPa}$

Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 126.89 \text{ MPa}$

Vypočtený tlak v závitu $p_v = 52.28 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola – Vyhovuje

c) Úchyt – Pístní tyčZatížení:

Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$

Max. axiální síla $F_a = 2500 \text{ N}$

Činitel zavedení síly $n = 0.5$

Max. tečná síla $F_t = 0 \text{ N}$

Souč. tření ve spoji $f = 0.15$

Šroub:

Počet šroubů $z = 1$

Průměr závitu $d = 14 \text{ mm}$

Stoupání závitu $p = 2 \text{ mm}$

Střední průměr šroubu $d_s = 12.701 \text{ mm}$

Min. průměr šroubu $d_{min} = 11.546 \text{ mm}$

Materiál šroubu 8E (ISO p.c. 9.8) $R_e=720; p_d=150$

Mez kluzu v tahu $R_e = 720 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$

Dovolený tlak v závitu $p_d = 150 \text{ MPa}$

Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$

Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$

Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:

Celková šířka $L = 30 \text{ mm}$

Modul pružnosti $E_2 = 205000 \text{ MPa}$

Výsledky výpočtu:

Předeřinací síla $F_o = 4698.91 \text{ N}$

Max. pracovní síla $F_{max} = 5000 \text{ N}$

Utahovací moment $M_u = 17.82 \text{ Nm}$

Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 44.8791 \text{ MPa}$

Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 58.98 \text{ MPa}$

Redukované napětí $\sigma_{red} = 111.5798 \text{ MPa}$

Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 47.75 \text{ MPa}$

Vypočtený tlak v závitu $p_v = 20.32 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola - Vyhovuje

d) Deska 320×300 – Pojezdové jednotky

Vzhledem k množství použitých šroubů (16 ks) a stejnému zatížení jako při výpočtu a) a b) zvolené šrouby M8 6G **vyhovují**.

e) Úchyt – Deska 320×300

Zatížení:

Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$

Max. axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$

Činitel zavedení síly $n = 0.5$

Max. tečná síla $F_t = 2500 \text{ N}$

Souč. tření ve spoji $f = 0.3$

Šroub:

Počet šroubů $z = 4$

Průměr závitu $d = 10 \text{ mm}$

Stoupání závitu $p = 1.5 \text{ mm}$

Střední průměr šroubu $d_s = 9.026 \text{ mm}$

Min. průměr šroubu $d_{min} = 8.16 \text{ mm}$

Materiál šroubu 8G (ISO p.c. 8.8) $Re = 640; p_d = 150$

Mez kluzu v tahu $R_e = 640 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$

Dovolený tlak v závitu $p_d = 150 \text{ MPa}$

Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$

Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$

Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:

Celková šířka $L = 30 \text{ mm}$

Modul pružnosti $E_2 = 205000 \text{ MPa}$

Výsledky výpočtu:

Předepínací síla $F_o = 4166.67 \text{ N}$

Max. pracovní síla $F_{max} = 4166.67 \text{ N}$

Utahovací moment $M_u = 11.32 \text{ Nm}$

Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 79.6744 \text{ MPa}$

Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 106.0949 \text{ MPa}$

Redukované napětí $\sigma_{red} = 200.2908 \text{ MPa}$

Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 79.67 \text{ MPa}$

Vypočtený tlak v závitu $p_v = 33.34 \text{ MPa}$

Pevnostní kontrola - Vyhovuje

f) Deska 320×300 – Profil 40×40

Zatížení:

Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$

Max. axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$

Činitel zavedení síly $n = 0.5$

Max. tečná síla $F_t = 1500 \text{ N}$

Souč. tření ve spoji $f = 0.15$

Šroub:

Počet šroubů $z = 5$

Průměr závitu $d = 8 \text{ mm}$

Stoupání závitu $p = 1.25 \text{ mm}$

Střední průměr šroubu $d_s = 7.188 \text{ mm}$

Min. průměr šroubu $d_{min} = 6.466 \text{ mm}$

Materiál šroubu 8E (ISO p.c. 9.8) $Re = 720; p_d = 150$

Mez kluzu v tahu $R_e = 720 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$

Dovolený tlak v závitu $p_d = 150 \text{ MPa}$

Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$

Souč. tření v závitu $f_1 = 0.15$

Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:Celková šířka $L = 20 \text{ mm}$ Modul pružnosti $E_2 = 69000 \text{ MPa}$ Výsledky výpočtu:Předepínací síla $F_o = 3333.33 \text{ N}$ Max. pracovní síla $F_{max} = 3333.33 \text{ N}$ Utahovací moment $M_u = 6.52 \text{ Nm}$ Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 101.512 \text{ MPa}$ Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 122.8356 \text{ MPa}$ Redukované napětí $\sigma_{red} = 235.7338 \text{ MPa}$ Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 101.51 \text{ MPa}$ Vypočtený tlak v závitu $p_v = 41.82 \text{ MPa}$ **Pevnostní kontrola - Vyhovuje****g) SKF domek – Profil 80×80**Zatížení:Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$ Max. axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$ Činitel zavedení síly $n = 0.5$ Max. tečná síla $F_t = 3000 \text{ N}$ Souč. tření ve spoji $f = 0.15$ Šroub:Počet šroubů $z = 2$ Průměr závitu $d = 14 \text{ mm}$ Stoupání závitu $p = 2 \text{ mm}$ Střední průměr šroubu $d_s = 12.701 \text{ mm}$ Min. průměr šroubu $d_{min} = 11.546 \text{ mm}$ Materiál šroubu 8G (ISO p.c. 8.8) $R_e = 640$; $p_d = 150$ Mez kluzu v tahu $R_e = 640 \text{ MPa}$ Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$ Dovolený tlak v závitu $p_d = 150 \text{ MPa}$ Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$ Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$ Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

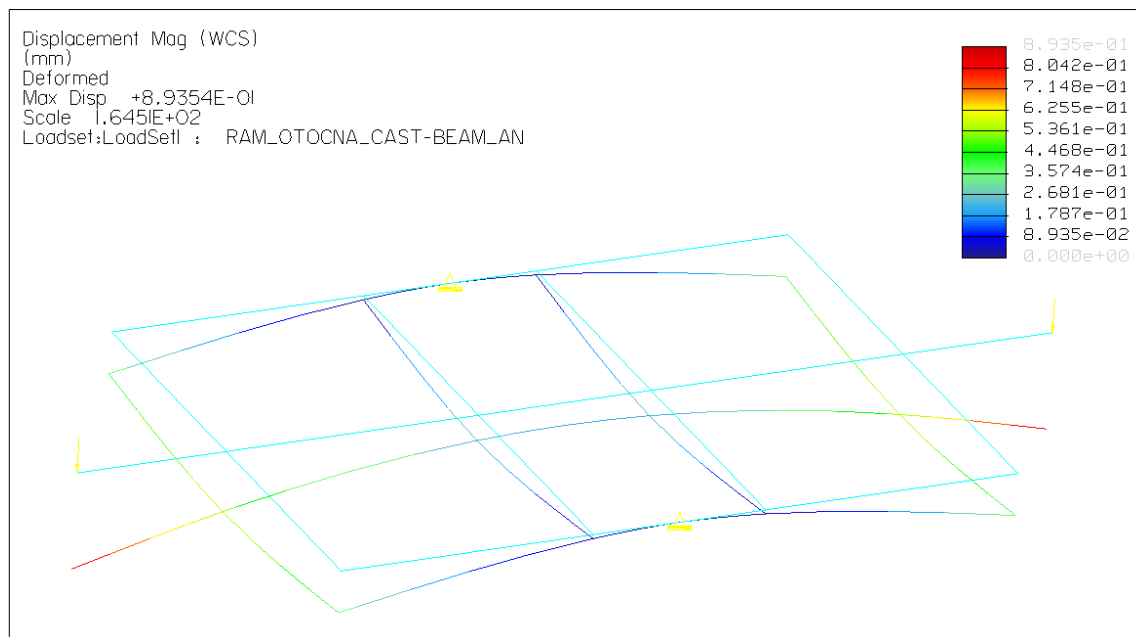
Materiál:Celková šířka $L = 110 \text{ mm}$ Modul pružnosti $E_2 = 69000 \text{ MPa}$ Výsledky výpočtu:Předepínací síla $F_o = 8000 \text{ N}$ Max. pracovní síla $F_{max} = 8000 \text{ N}$ Utahovací moment $M_u = 30.35 \text{ Nm}$ Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 76.4077 \text{ MPa}$ Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 100.4146 \text{ MPa}$ Redukované napětí $\sigma_{red} = 189.9669 \text{ MPa}$ Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 76.41 \text{ MPa}$ Vypočtený tlak v závitu $p_v = 32.52 \text{ MPa}$ **Pevnostní kontrola - Vyhovuje****h) Čep – Pevný rám**Zatížení:Bezpečnost proti odlehnutí $\varepsilon = 1$ Max. axiální síla $F_a = 0 \text{ N}$ Činitel zavedení síly $n = 0.5$ Max. tečná síla $F_t = 3000 \text{ N}$ Souč. tření ve spoji $f = 0.4$ Šroub:Počet šroubů $z = 4$ Průměr závitu $d = 8 \text{ mm}$ Stoupání závitu $p = 1.25 \text{ mm}$ Střední průměr šroubu $d_s = 7.188 \text{ mm}$ Min. průměr šroubu $d_{min} = 6.466 \text{ mm}$ Materiál šroubu 10K (ISO p.c. 10.9) $Re = 900; p_d = 200$ Mez kluzu v tahu $R_e = 900 \text{ MPa}$ Koeficient bezpečnosti $k_s = 2.5$ Dovolený tlak v závitu $p_d = 200 \text{ MPa}$ Modul pružnosti $E_1 = 205000 \text{ MPa}$ Souč. tření v závitu $f_1 = 0.2$ Souč. tření v dosedací ploše $f_2 = 0.2$

Materiál:Celková šířka $L = 28 \text{ mm}$ Modul pružnosti $E_2 = 69000 \text{ MPa}$ Výsledky výpočtu:Předepínací síla $F_o = 3750 \text{ N}$ Max. pracovní síla $F_{max} = 3750 \text{ N}$ Utahovací moment $M_u = 8.17 \text{ Nm}$ Vypočtené napětí v tahu $\sigma_t = 114.201 \text{ MPa}$ Vypočtené napětí v krutu $\tau_k = 153.8708 \text{ MPa}$ Redukované napětí $\sigma_{red} = 289.9492 \text{ MPa}$ Napětí od max. síly $\sigma_{max} = 114.2 \text{ MPa}$ Vypočtený tlak v závitu $p_v = 47.05 \text{ MPa}$ **Pevnostní kontrola - Vyhovuje****3.4.7 Pevnostní kontrola rámu stanoviště**

Pevnostní kontrola rámu stanoviště byla provedena metodou konečných prvků v programu Pro/ENGINEER – Mechanica. Byla rozdělena na dvě části – vnější rám a vnitřní rám. Tyto části byly kontrolovány samostatně. Hliníkové profily rámu byly pro zjednodušení a urychlení výpočtů nahrazeny pruty, kterým byly přiřazeny průřezové vlastnosti profilů. Největší vypovídající hodnotu o tuhosti stanoviště pak měl zjišťovaný průhyb prutů.

Materiál profilů je hliník Al 6061 se smluvní mezí kluzu v tahu $R_{p0,2} = 195 \text{ MPa}$, hustotou $\rho_h = 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, Poissonovým číslem 0,3 a s modulem pružnosti $E_h = 7.10^4 \text{ MPa}$.

Průhyb **vnitřního rámu** byl zjišťován ve dvou krajních polohách, 0° a 90° . Ve vodorovné poloze byl rám na krajích zatížen tíhou posuvných stolků s maximálním počtem závaží, tzn. 2500 N na každém stolku. V místech, kde jsou k rámu přimontovány ložiskové domky, byl rám podepřen. Sledován byl maximální průhyb na krajích hlavního nosníku pod zatěžujícími silami. Výsledek analýzy je na obr. 3.40.

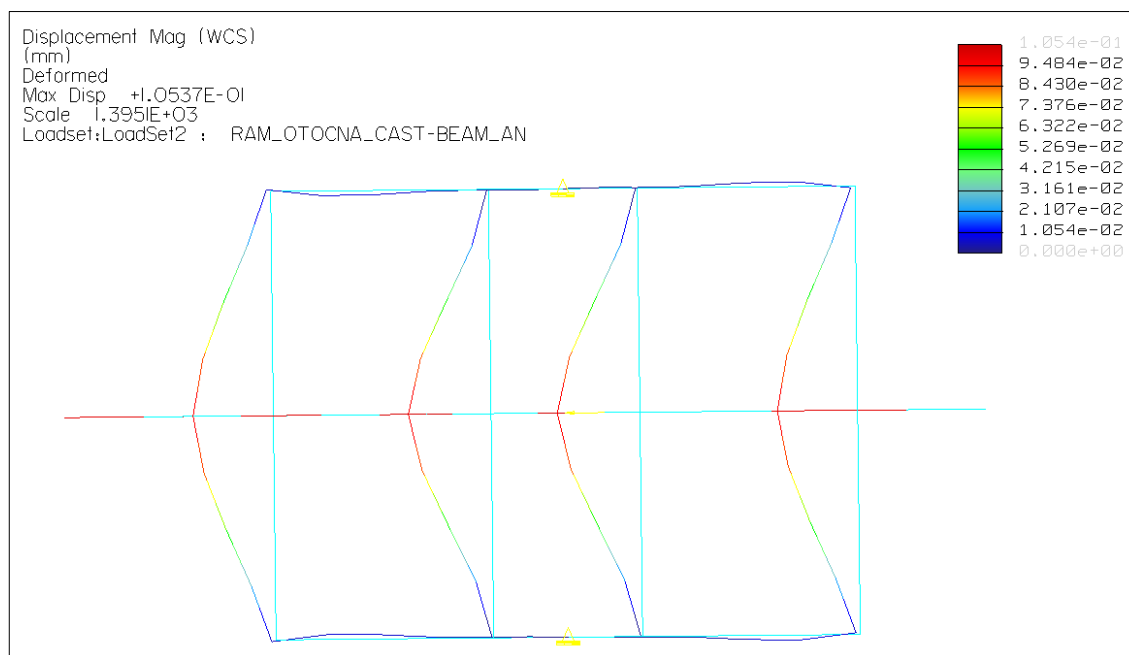


Obr. 3.40 Průhyb vnitřního rámu při zatížení ve vodorovné poloze

Zjištěný maximální průhyb činí $0,89\text{ mm}$ na obou koncích hlavního nosníku. Tento průhyb bude však u reálného stanoviště eliminován podpěrami, které fixují vnitřní rám ve vodorovné poloze.

Ve svislé poloze byl rám rovněž zatížen tíhou posuvných stolků. Navíc byla tato tíha vynásobena bezpečnostním koeficientem 2 z důvodu působení větších sil při této poloze rámu. Působíště sil od obou posuvných stolků je v místě uchycení hydromotorů k rámu, tedy uprostřed hlavního nosníku. V tomto místě byl vnitřní rám zatížen silou $10\,000\text{ N}$ ($2 \times 2500\text{ N} + 2 \times 2500\text{ N}$). Výsledky analýzy jsou uvedeny na obr. 3.41. Maximální zjištěný průhyb činí $0,1\text{ mm}$.

Průhyb **vnějšího rámu** byl zjišťován rovněž ve dvou případech - svisle působící síly a vodorovně působící síly. Působíště těchto sil bylo vždy v místě, kde je vnitřní rám uložen ve vnějším rámu, tedy v místě čepů. Svisle působící síly simulovaly zatížení vnějšího rámu tíhou vnitřního rámu (opět s plně zatíženými posuvnými stolkami). Velikost svislých sil byla 3000 N na každou stranu stanoviště. V místech kontaktu rámu s podložkou byly umístěny podpory.



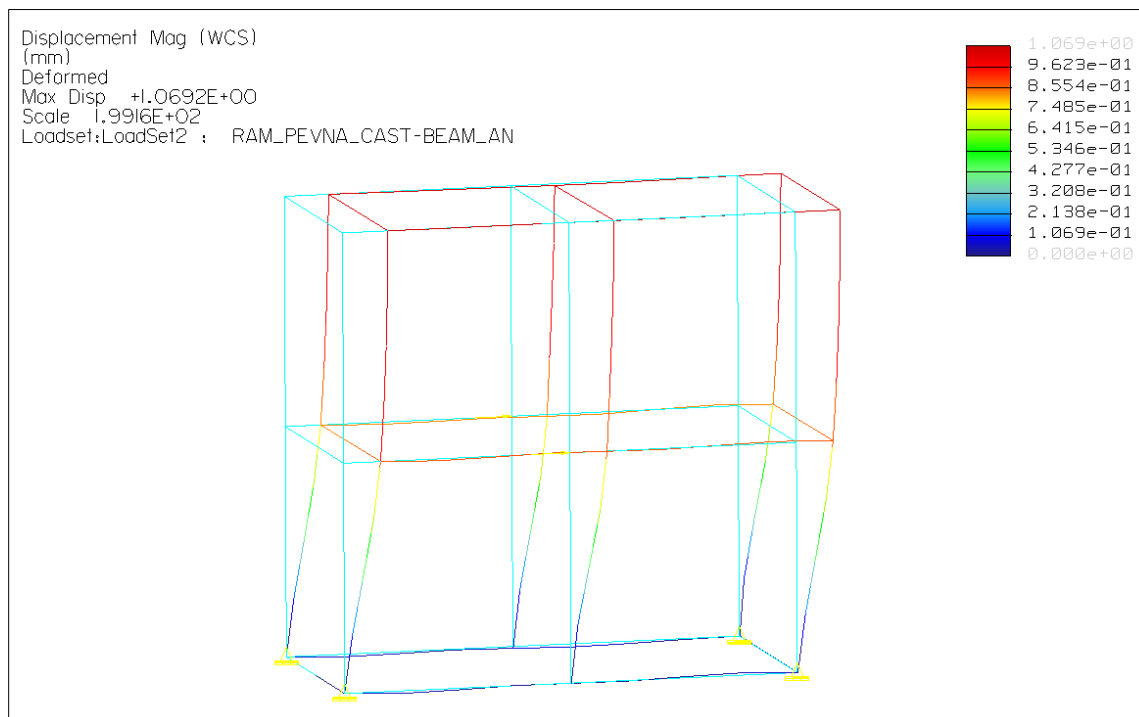
Obr. 3.41 Průhyb vnitřního rámu při zatížení ve svislé poloze



Obr. 3.42 Průhyb vnějšího rámu zatíženého tíhou vnitřního rámu

Maximální průhyb byl zjištěn pod zatěžujícími silami a činil 0,4 mm. Výsledky analýzy jsou uvedeny na obr. 3.42.

Zatížení rámu vodorovnými silami simuluje účinky dynamických sil vzniklých při provozu stanoviště. Velikost vodorovných sil byla zvolena 2500 N na každý čep. Tato síla odpovídá síle vyvolané posuvnými stolky při zrychlení $10 \frac{m}{s^2}$. Uložení rámu zůstalo stejné jako v předchozím případě.



Obr. 3.43 Průhyb rámu způsobený dynamickými silami od vnitřního rámu

Maximální průhyb rámu byl zjištěn v horních rozích stanoviště a činil 1 mm. Výsledky analýzy jsou zobrazeny na obr. 3.43.

Aby byla pevnostní analýza stanoviště kompletní, bylo třeba provést kontrolu profilů, na které se umísťují závaží. Nejvíce jsou tyto profily namáhány při svislé poloze otočného rámu. Profily byly v místě kontaktu s deskou posuvného stolku podepřeny a zatíženy byly tíhou závaží vynásobenou bezpečnostním koeficientem 2. Velikost těchto sil činila 1120 N na každý konec nosníků. Působíště sil je vždy v těžišti skupiny závaží.

Maximální posunutí nosníků bylo zjištěno na jejich koncích a činilo $0,065\text{ mm}$. Výsledky analýzy jsou uvedeny na obr. 3.44.



Obr. 3.44 Průhyb profilů nosoucích závaží při otočném rámu ve svislé poloze

Provedené analýzy ukazují, že průhyby profilů způsobené zatěžujícími silami jsou minimální. Stanoviště je tedy dostatečně tuhé a tím pádem **vyhovující** pro plánované účely.

3.5 Provoz stanoviště

Stanoviště je koncipováno tak, aby na něm mohla být prováděna široká škála různých měření. To je zajišťováno vysokou variabilitou v možnostech nastavení vstupních parametrů. Prvním parametrem je **úhel natočení** otočného rámu stanoviště v rozsahu 0° až 90° . Dalším je **zátěž**, umísťovaná na posuvné stolky, volitelná od 20 kg (hmotnost prázdného stolku) až do 224 kg s krokem 14 kg (hmotnost jednoho závaží je 7 kg). Každý posuvný stolek je také možné zatížit jiným počtem závaží a tím opět měnit chování obvodu. Všechny tyto parametry ovlivňují chování hydraulického obvodu, který lze vybrat ze **dvou variant**. Jednou variantou je použití přímočarého hydromotoru

s oboustrannou pístnicí, druhou pak použití dvojice přímočarých hydromotorů s jednostrannou pístnicí. V obou případech však nesmí zvolená zátěž překročit **250 kg** na pístní tyč jednoho hydromotoru.

Stanoviště bude pomocí měřící karty MF624 propojeno s PC. Tím bude umožněno řízení hydraulického obvodu přes Real Time Toolbox programu MATLAB Simulink. Jako základ k řízení obvodu bude možné použít simulační schémata popsaná v kapitole 3.3. Sledovat se bude chování systému v závislosti na průběhu vstupního signálu ventilu (ventilů), případně na požadované poloze posuvných stolků. K zajištění zpětné vazby od stanoviště k řídicímu programu bude hydraulický obvod vybaven snímači tlaku a posuvné stolky budou osazeny snímači polohy (na otočném rámu je ponechán prostor pro montáž těchto snímačů).

4. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl návrh experimentálního hydraulického stanoviště, který bude použit k jeho realizaci. Stanoviště bude následně využíváno při výuce hydraulických mechanismů na Katedře vozidel a motorů TUL.

Návrh vychází z hydraulických prvků, které byly pro tento účel vyčleněny katedrou. Konkrétně se jedná o dva druhy hydraulických přímočarých motorů (jeden s oboustrannou pístní tyčí a dva s jednostrannou pístní tyčí, průměr válce a pístní tyče je u obou hydromotorů totožný), ventilový blok vybavený dvojicí proporcionálních rozváděčů, hydraulický agregát a chladič hydraulické kapaliny. S využitím těchto prvků byly sestaveny dvě varianty hydraulického obvodu. Podle sestavených variant byly zhotoveny dynamické simulační modely hydraulických obvodů v programu MATLAB Simulink. Pro zpřehlednění simulačních modelů byly vytvořeny dva subsystémy – subsystém hydromotor a subsystém rozváděč, ze kterých byly následně sestaveny komplexní simulační modely obou variant hydraulického obvodu. Do těchto simulačních modelů byly následně zadány parametry výše popsaných hydraulických prvků. Výsledky simulací pak ukázaly, jakým způsobem by se měly navržené obvody chovat. Podle výsledků provedených simulací byla stanovena maximální hmotnost zátěže na pístní tyč hydromotoru činící 250 kg, na kterou bylo stanoviště dimenzováno. Konstrukce stanoviště je provedena ze systému hliníkových profilů německé firmy ITEM. Ze sortimentu této firmy byly použity nejen základní profily, ale také spojovací elementy, stavěcí nohy pod vnější rám stanoviště a pojezdový systém pod posuvné stolky. Jen malý počet dílů bude třeba pro toto stanoviště vyrobit na míru. Výsledný návrh stanoviště byl podroben pevnostním kontrolám metodou konečných prvků v programu Pro/ENGINEER – Mechanica. Kontrolován byl vnější rám, zatížený silami od vnitřního rámu, vnitřní rám, zatížený

tíhou závaží a čepy, na kterých je otočný rám uchycen ve vnějším rámu. Výsledky provedených analýz ukázaly minimální průhyby hliníkových profilů při uvedených zatíženích. Průhyby profilů ani v jedné variantě nepřekročily 1 mm, tím tedy byla ověřena dostatečná tuhost celého systému.

Navržený zkušební stav tedy vyhověl všem stanoveným požadavkům, tudíž je připraven k realizaci laboratořemi katedry.

5. POUŽITÉ ZDROJE INFORMACÍ

- /1/ Cerha, J.: Hydraulické a pneumatické systémy I., Technická univerzita v Liberci, 2006
- /2/ Noskievič, P.: Modelování a identifikace systémů, Montanex, 1999
- /3/ Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 1. díl, Technická univerzita v Liberci, 2005
- /4/ Pešík, L.: Části strojů, stručný přehled, 2. díl, Technická univerzita v Liberci, 2005
- /5/ Pustka, Z.: Základy konstruování (Tvorba technické dokumentace), Technická univerzita v Liberci, 2004
- /6/ Kolektiv autorů.: CAR^{2L} 2009, 2. koloqium – sborník, Technická univerzita v Liberci, 2009
- /7/ Zahradníček, T.: Anglicko-český technický slovník, Montanex, 2002
- /8/ Learning Systems 2009/2010, elektronický katalog FESTO, 2009
- /9/ MB Building Kit System, elektronický katalog ITEM, 2007
- /10/ http://dsp.vscht.cz/konference_matlab
- /11/ <http://www.humusoft.cz>
- /12/ <http://www.ksd.tul.cz>
- /13/ <http://www.mmspektrum.com>
- /14/ <http://www.oiltech.se/>
- /15/ <http://www.parker.com/>
- /16/ <http://www.skf.com>

II. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha	Název
---------	-------

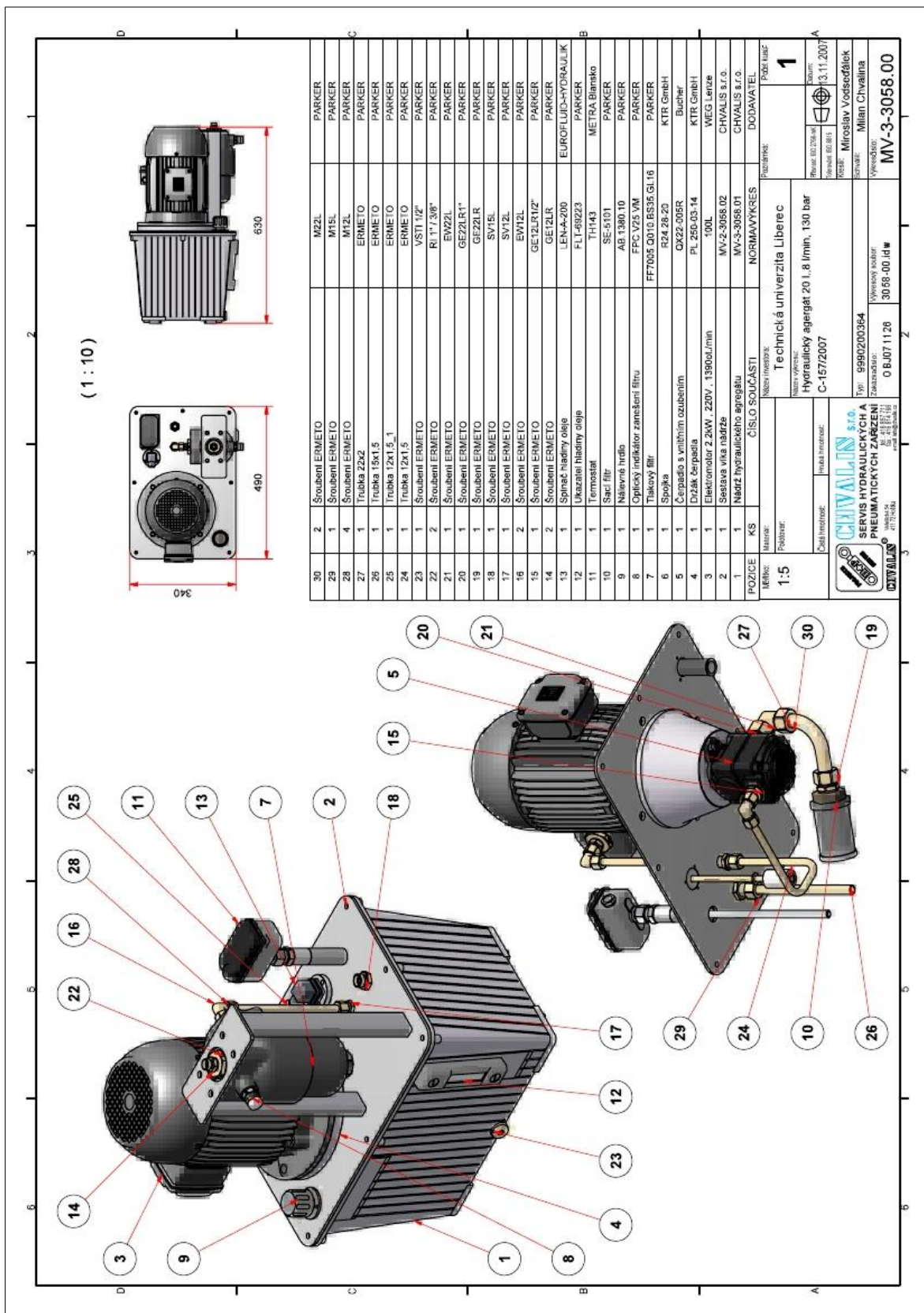
P1	Použitý hydraulický agregát od firmy CHVALIS
----	--

P2	Použitý ventilový blok od firmy CHVALIS
----	---

III. SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

Název	Číslo výkresu
Sestava stanoviště	KVM – DP – 597 – 01
Sestava pevného rámu	KVM – DP – 597 – 02
Sestava otočného rámu	KVM – DP – 597 – 03
Závaží	KVM – DP – 597 – 04
Čep	KVM – DP – 597 – 05

Příloha P1 - Použitý hydraulický agregát od firmy CHVALIS



Příloha P2 - Použitý ventilový blok od firmy CHVALIS